

УДК 621.09.04

## **РОЗРОБКА ІНЕРЦІЙНОГО ДЕМПФЕРА КОЛИВАНЬ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ПРОСТОРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАКТОРА**

Яхно О.М., д.т.н.,

Струтинський С.В., к.т.н.

*Національний технічний університет України*

*«Київський політехнічний інститут»*

Тел. (044) 236-70-63

**Анотація**– розглянуто навісне обладнання трактора, що виконане у вигляді просторової системи приводів, оснащеної пристроями для гасіння високочастотних коливань виконавчого органу. Розроблена конструкція інерційного демпфера, що включає корпус із сферичною порожниною, заповненою в'язкою рідиною, в якій розміщена масивна сфера. Виконано розрахунок характеристик інерційного демпфера. Для цього складені і вирішені рівняння течії рідини в зазорі між сферою і корпусом. Визначена сила гідродинамічного опору сфери в корпусі. Знайдені динамічні характеристики демпфера коливань.

**Ключові слова**– трактор, навісне обладнання, демпфер, куля, в'язка рідина, характеристики демпфера.

**Постановка проблеми.** Просторові системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. До недоліків даних систем відноситься недостатньо плавний рух виконавчого органу. Мають місце вібрації, значні пришвидшення, ударні навантаження. Тому розробка спеціальних пристроїв для поліпшення показників динамічної якості просторових систем приводів є актуальним.

Підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів являє собою складну науково-технічну проблему. Вона вирішується різними методами. Застосовуються спеціальні закони переміщення окремих приводів та додаткові пристрої для поліпшення динамічних характеристик системи.

Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення ефективного технологічного обладнання. Зокрема можуть бути реалізовані ефективні системи приводів для керованого переміщення та маніпулювання об'єктами.

*Аналіз останніх досліджень.* В літературних джерелах і публікаціях наведено значну кількість досліджень присвячених розробці та застосуванню просторових систем приводів [1]. Дослідження в основному стосуються визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів [2]. Просторові системи приводів широко використовуються в робототехніці, металообробці та в інших технологічних машинах [3, 4]. Окремі джерела [5] містять інформацію про використання просторових систем приводів у сільськогосподарських машинах. Автори відзначають наявність незадовільних динамічних характеристик просторових систем приводів [6]. Запропоновано ряд конструктивних заходів для поліпшення динамічних характеристик просторових систем приводів [7]. Використання спеціальних демпферів для поліпшення динамічних характеристик систем в літературних джерелах не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка спеціальних інерційних демпферів для поліпшення динамічних характеристик просторової системи приводів.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Метою досліджень викладених в даній статті є наукове обґрунтування розробки ефективного демпфера коливань просторової системи приводів навісного обладнання трактора. Задачами досліджень є розробка схемних і конструктивних рішень демпфера, розрахунок його характеристик та визначення умов ефективного поглинання енергії коливань виконавчого органу системи приводів.

*Основна частина.* Просторові системи приводів з паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин [5]. Типовою конструкцією є привод з'єднання навісного обладнання з трактором, побудований на основі механізма-гексапода (рис. 1).

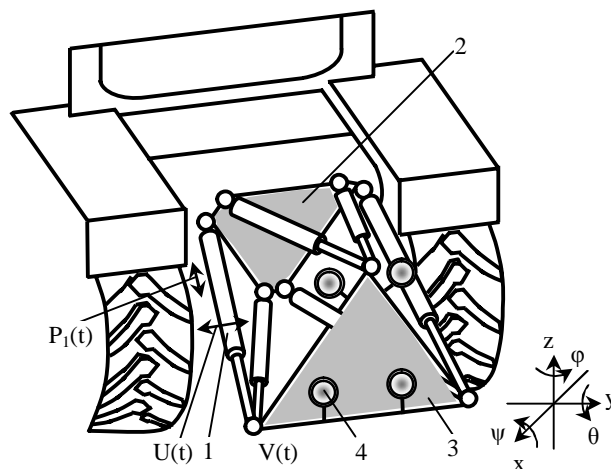


Рис. 1. Виконавчий орган просторової системи приводів для з'єднання навісного обладнання з трактором

Обладнання має шість приводів 1, які шарнірно закріплено на основі 2 і зв'язані із виконавчим органом 3. Виконавчий орган служить для закріплення необхідного навісного обладнання. Виконавчий орган переміщується в просторі за допомогою приводів. Виконавчий орган має шість ступенів вільності. В першому наближенні виконавчий орган можна вважати твердим тілом, яке здійснює поступальні переміщення в напрямках вісей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  та поперечно-кутові переміщення у вигляді кутів повороту виконавчого органу  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$ . Виконавчий орган системи приводів навантажений різнорідними динамічними силами. Динамічні навантаження, які діють на виконавчий орган з боку всіх шести штанг являють собою просторову систему сил. Згідно [8] просторова система сил приводиться до комплексу, який відповідає силі і парі, вектор якої є колінеарним силі.

Даний силовий комплекс(динама)діє на виконавчий орган і врівноважує всі діючі на нього сили корисного навантаження  $F(t)$ ,  $M(t)$ .

Виконавчий орган системи приводів являє собою слабодемпфовану динамічну систему.

При русі виконавчого органу просторової системи приводів виникають особливі динамічні процеси, що супроводжуються різкими рухами, ударами, наявністю вібрацій. Це обумовлено особливістю кінематичної схеми просторової системи приводів.

Приводи характеризуються плавними законами зміни довжини привода в часі  $l(t)$ . На початку і кінці ходу привода відбувається гальмування. Система приводів має кінематичні особливості обумовлені конфігурацією шарнірного механізму. Тому плавні зміни довжини привода  $l(t)$  при певних положеннях виконавчого органу можуть привести до появи значних прискорень, а відповідно появи різко змінних динамічних навантажень  $P(t)$ . Суттєві динамічні навантаження виникають в момент гальмування привода, на початку руху або при реверсі. Дані навантаження мають ступінчастий або імпульсний характер і діють в напрямку осі привода.

Під дією динамічних збурень мають місце поперечні коливання приводів у напрямках  $u(t)$ . Вони приводять до невеликих обмежених по величині переміщень шарнірів  $v(t)$ . Дані переміщення також спричиняють динамічні навантаження в приводах  $P_1(t)$ .

Наявність інтенсивних динамічних навантажень спричиняє просторові коливальні рухи виконавчого органу. Для зняття інтенсивності коливань запропоновано оснастити виконавчий орган спеціальними інерційними демпферами 4.

Розроблено ряд конструкцій інерційних демпферів коливань просторової системи приводів.

Однією із перспективних конструкцій є демпфер рідинного тертя, який має масивну кулю, що встановлена у сферичній порожнині, заповненій робочою рідиною.

Інерційний демпфер просторових коливань (рис. 2) має корпус 1, в сферичній порожнині якого знаходиться куля 2.

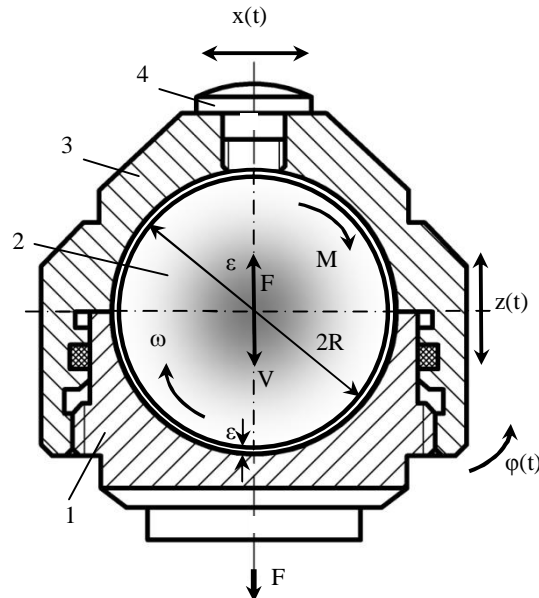


Рис. 2. Конструктивна схема інерційного демпфера рідинного тертя

Корпус закрито кришкою 3. Куля встановлена в порожнині корпуса з зазором. Середній радіальний зазор  $\varepsilon$  складає 0,01...0,06 мм. Зазор заповнений мастильною рідиною, що подається в порожнину корпуса через отвір, який в подальшому закритий заглушкою 4.

Внаслідок поступальних переміщень корпуса демпфера  $z(t)$  або  $x(t)$ , виникають інерційні сили  $F$ , які діють на кулю. Вони обумовлюють її переміщення відносно корпуса. При цьому в шарі мастила, яке знаходиться в зазорі, має місце течія рідини. При течії рідини в мало-розмірному зазорі виникають сили в'язкого тертя, які забезпечують дисипацію енергії коливань корпуса демпфера.

Поперечно кутові переміщення корпуса демпфера  $\varphi$  обумовлюють відносний поворотний рух кулі відносно корпуса 1. Внаслідок цього виникає момент тертя  $M$ , що забезпечує дисипацію енергії при поперечно-кутових коливаннях корпуса.

Демпфер реалізовано в якості дослідного зразка (рис. 3).

У верхній частині демпфера виконано отвір для введення мастила в порожнину корпуса. Отвір закривається конічним клапаном.



Рис. 3. Дослідний зразок розробленого інерційного демпфера

Дослідний зразок демпфера має корпус із легкого сплаву, виконаний з двох частин. В обох частинах корпуса виконані сферичні порожнини, в яких знаходиться куля (рис. 4.).



Рис. 4. Основні деталі дослідного зразка інерційного демпфера

Основною технологічною проблемою виготовлення демпфера є забезпечення точного розміру сферичної порожнини корпуса. Дана проблема вирішена фінішною операцією по доводці поверхні. Виконана операція без абразивної доводки з використанням точної сфери із кераміки (карбід бора).

Для вибору необхідних конструктивних параметрів демпфера проведено розрахунок його динамічних характеристик. Розглянемо ідеалізовану схему демпфера рідинного тертя.

Демпфер має масивну кулю, поміщену в сферичну порожнину корпуса (рис. 5) заповнену мастилом.

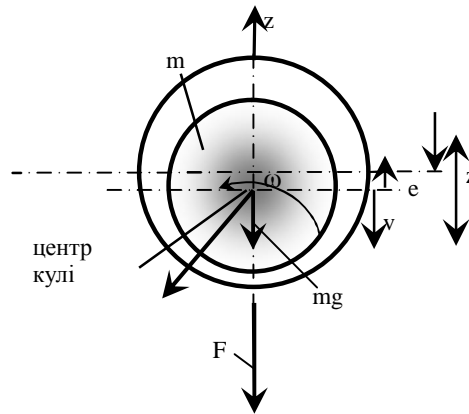


Рис. 5. Схема взаємного зміщення кулі відносно корпусу демпфера

Визначимо кінематичні параметри руху кулі. Розглянемо рух демпфера в одному напрямку (вздовж осі  $z$ ). Переміщення корпусу описуються залежністю  $z = z(t)$ . При цьому відносне зміщення кулі і корпусу визначається ексцентриситетом  $e$ , а відносна швидкість кулі

відносно корпусу  $v = -\frac{de}{dt}$ .

Абсолютне переміщення кулі складе  $z_k = z - e$ . (1)

Абсолютна швидкість кулі визначається диференціюванням даної залежності і складе  $v_k = \frac{dz}{dt} - \frac{de}{dt} = \frac{dz}{dt} - v$  (2)

Прискорення кулі, визначене в абсолютній системі координат

$$a_k = \frac{dv_k}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2} - \frac{d^2e}{dt^2} \quad (3)$$

При переміщеннях корпусу демпфера по закону  $z = z(t)$  на кулю діють інерційні сили обумовлені прискоренням кулі, сили тиску в шарі мастила та гравітаційні сили. Сила інерції визначається прискоренням і складає

$$F_I = -ma_k = -m \frac{d^2z}{dt^2} + m \frac{d^2e}{dt^2}, \quad (4)$$

де  $m$  – маса кулі.

Гравітаційна сила, яка діє на кулю, є постійною і складає

$$F_G = -mg, \quad (5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Маса рідини в зазорі між кулею і корпусом набагато менша ніж маса кулі. Тому при визначенні гідродинамічних сил, які діють на кулю, можна використати статичну залежність [8] у вигляді

$$F = -\frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot v + \frac{4\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot \omega \cdot e + \frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot \frac{[K_1(\lambda) - K_2(\lambda)]}{\lambda^2} \cdot v \cdot e^2, \quad (6)$$

де  $R$  - радіус кулі;  $\varepsilon$  - середнє значення радіального зазору між кулею і корпусом;  $\mu$  - динамічна в'язкість рідини;  $\omega$  - суттєва складова кутової швидкості кулі, яка характеризує поворот кулі відносно осі, перпендикулярної вісі  $z$ ;  $\lambda = e/\varepsilon$  - відносьне зміщення кулі;  $K_1$  і  $K_2$  - функції відносьного зміщення, визначені залежностями

$$K_1(\lambda) = \frac{3}{2(4 + \lambda^2)} \left[ \left( \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^3} \right) \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} - \frac{2}{\lambda^2} \right]; \quad (7)$$

$$K_2(\lambda) = \frac{3}{4\lambda^3} \left( \frac{2\lambda}{1 - \lambda^2} - \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} \right) \quad (8)$$

Дані залежності є незручними в користуванні тому, що потребують граничного переходу при  $\lambda \rightarrow 0$ . З метою спрощення залежність  $K_1(\lambda)$  апроксимована поліномом третього порядку наступного виду:

$$K_3(\lambda) = 1 + 0.45\lambda^3 \quad (9)$$

Поліноміальна залежність (9) при помірних зміщеннях сфери мало відрізняється від точної залежності (7) (рис. 6).

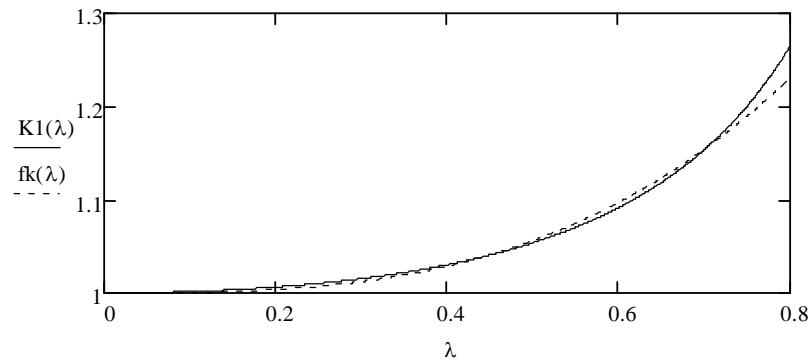


Рис. 6. Апроксимація функції  $K_1(\lambda)$  спрощеною залежністю (9) (пунктирна лінія)

Останній доданок в правій частині формули (6) набагато менший першого доданка, тому що він включає множник  $e^2/\lambda^2 = \varepsilon^2$ . Тому, враховуючи залежність (9), формула (6) набуде вигляду

$$F = \frac{c}{\varepsilon^3} \cdot \left( 1 + 0.45 \left( \frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right) \left( -v + \frac{\omega}{2} e \right) \quad (10)$$

де константа  $c = 8\pi\mu R^4$ .

Залежність (10) визначає гідродинамічну силу, яка діє на кулю при її русі відносно корпусу. При центральному положенні кулі ( $e=0$ ) гідродинамічна сила визначиться залежністю

$$F = -\frac{c}{\varepsilon^3} v \quad (11)$$

Значення сили суттєвим чином залежить від середнього радіального зазору між кулею і корпусом (рис. 7).

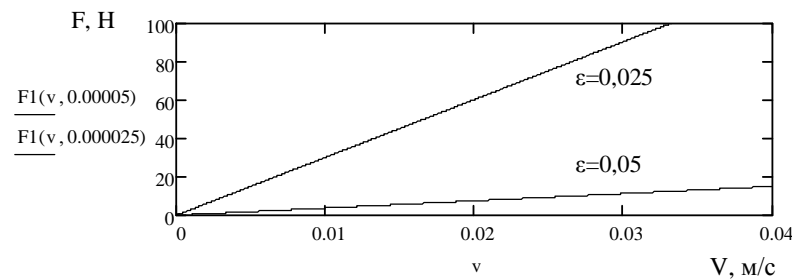


Рис. 7. Розрахункова залежність гідродинамічної сили від швидкості переміщення кулі відносно корпусу при різних значеннях середнього радіального зазору

Із аналізу графіків випливає, що значення гідродинамічної сили є суттєвим і складає кілька десятків ньютонів. Тому при достатньо малому зазорі між кулею і корпусом ( $\varepsilon=0,025$  мм та менше) демпфер буде забезпечувати значну силу опору при переміщенні корпусу демпфера.

Визначимо динамічні переміщення кулі відносно корпусу при коливаннях демпфера.

Рівняння динамічної рівноваги кулі при переміщеннях корпусу одержані у вигляді рівності гідродинамічної сили сумі сил інерції та гравітації:

$$F = F_I + F_G \quad (12)$$

Підставляючи значення сил в дане рівняння, одержимо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке визначає відносне переміщення кулі відносно корпусу

$$\frac{c}{\varepsilon^3} \left[ 1 + 0,45 \left( \frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right] \left[ -\frac{de}{dt} + \frac{\omega}{2} e \right] = -m \frac{d^2 z}{dt^2} + m \frac{d^2 e}{dt^2} - mg.$$

Дане рівняння шляхом заміни  $V = \frac{de}{dt}$  приведено до системи двох нелінійних диференціальних рівнянь для визначення відносного переміщення та відносної швидкості кулі у вигляді



$$\begin{cases} \frac{de}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2} + g - \frac{c}{m\varepsilon^3} \left[ 1 + 0.45 \left( \frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right] \cdot \left( v - \frac{\omega}{2} e \right) \end{cases}$$

Дана система рівнянь розв'язана чисельним методом для гармонічного закону переміщення корпусу демпфера у вигляді

$$z = a_z \sin(2\pi vt),$$

де  $a_z$  – амплітуда переміщень;  $v$  – циклічна частота в Гц.

Типові розрахункові залежності переміщення корпусу демпфера мають ділянку перехідного процесу ( $0 \dots t_{\text{п}}$ ) та ділянку усталеного руху  $t > t_{\text{п}}$  (рис. 8).

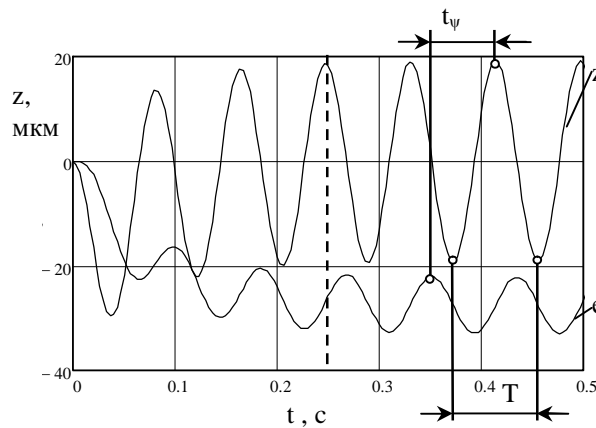


Рис. 8. Залежність відносного переміщення кулі відносно корпусу  $e$  при гармонічному законі переміщення корпусу  $z$

Розмах відносних переміщень кулі відносно корпусу демпфера складає близько 0,01 мм при гармонічних коливаннях корпусу демпфера з розмахом 0,04 мм.

Переміщення кулі відносно корпусу мають фазове зміщення відносно коливань корпусу близько  $\psi \approx 270^\circ$ . При цьому переміщення кулі знаходиться в протифазі до швидкості переміщення корпусу. Цим забезпечується ефективне демпфування коливань корпусу.

#### Висновки.

1. Поліпшення динамічних режимів роботи виконавчого органу просторової системи приводів доцільно забезпечити використанням спеціальних демпферів інерційного типу, які мають масивне тіло, поміщене з зазором в порожнині корпусу демпфера, та засоби розсіювання енергії коливань.

2. Демпфер інерційного типу може забезпечувати силу опору 100Н і вище в залежності від параметрів демпфера.

3. Ефективне демпфування коливань виконавчого органу системи приводів забезпечується при відносному переміщенні масивного тіла в протифазі до швидкості руху корпусу демпфера. При цьому різниця фаз коливання корпусу і масивного тіла складає  $250...280^\circ$ .

4. Як напрямок подальших досліджень, рекомендується встановлення оптимальних параметрів демпфера для забезпечення необхідних показників динамічної якості виконавчого органу просторової системи приводів та проведення експериментальних досліджень розробленого демпфера.

#### Література:

1. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А.Глазунов, А.Ш.Колискор, А.Ф. Крайнев // М.:Наука,1991.-95с.

2. Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М.Пространственные шарнирные механизмы / Е.И.Воробьев, Ф.М. Диментберг // М.:Наука, 1991.-264с.

3. Спыну Г.А., Юмашев В.Е.Робототехника: Монографія. – Житомир: ЖДТУ, 2007. - 332 с.

4. Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики работа-станка параллельной структуры /Л.А.Рыбак, В.В.Ержуков, А.В.Чичварин //– М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с. ISBN978-5-9221-1296-3.

5. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури / Під ред.. Ю.М. Кузнєцова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.

6. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ “Тираж-51”, 2005. – 530 с.

7. Новіков М. Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результативного дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // Машинознавство. – Львів: ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.

8. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т II Динамика. – 6-е изд. – М: Наука, 1983. – 640с.

9. Струтинський С.В. Визначення основних конструктивних параметрів сферичних опорних вузлів просторового механізму методом Монте-Карло // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний журнал “Машинознавство”, 2007. - № . – С.37-43. ISSN 1729-4959. Фахове видання.

10. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. / М.А. Павловський // – К.: Техніка, 2002. – 512 с. – ISBN 966-575-184-0.

## РАЗРАБОТКА ИНЕРЦИОННОГО ДЕМПФЕРА КОЛЕБАНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА

Яхно О.М., Струтинский С.В.

**Аннотация** – рассмотрено навесное оборудование трактора, выполненное в виде пространственной системы приводов, оснащенной устройствами для гашения высокочастотных колебаний исполнительного органа. Разработанная конструкция инерционного демпфера включает корпус со сферической полостью, заполненной вязкой жидкостью, в которой помещена массивная сфера. Выполнен расчет характеристик инерционного демпфера. Для этого составлены и решены уравнения течения жидкости в зазоре между сферой и корпусом. Определена сила сопротивления сферы в корпусе. Найдены динамические характеристики демпфера колебаний.

## DEVELOPMENT OF AN INERTIAL DAMPER OF EXECUTIVE BODY VIBRATIONS OF THE SPATIAL DRIVE SYSTEM OF TRACTOR MOUNTED EQUIPMENT

O. Yakhno, S. Strutinsky

### *Summary*

Tractor mounted equipment which is designed as a space drive system equipped with devices for damping high frequency vibrations of the executive body is considered. A developed design of the inertial damper includes a body with a spherical cavity filled with viscous liquid in which a massive sphere is placed. The calculation of inertial characteristics of the damper is done. For this purpose fluid flow equations are solved in the gap between the sphere and shell. Resistance force of the sphere in the housing is determined. Dynamic characteristics of the vibration damper are found.