

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ  
ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ

на правах рукопису

ДОМАРЕЦЬКИЙ Роман Віталійович

КОЛИВАННЯ ПРУЖНОГО ОБЛОПАЧЕНОГО РОТОРА  
ПРИ СКЛАДНОМУ ОБЕРТАННІ

05.02.09. - динаміка і міцність машин, приладів і  
апаратури

АВТОРЕЗЕРАТ

дисертації на здобуття вченого ступеня  
кандидата технічних наук

*Домагаский*

Київ-1996

21.01

AB 36.646

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Українському технічному  
Київському державному технічному  
архітектури.

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00760865 (W)

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор  
Гуляев В.І.

Офіційні опоненти: доктор фізико-математичних наук, професор  
Кажк Я.Ф.  
кандидат фізико-математичних наук  
Лебедева І.В.

Провідна організація - Національний технічний університет  
"Київський політехнічний інститут"

Захист відбудеться "28" січня 1997 року о 10 годині на  
засіданні спеціалізованої ради К 01.03.02 в Інституті  
механіки НАН України (252057: Київ-57, вул. П.Нестерова,3)

З дисертацією можна ознайомитись в науковій бібліотеці  
Інституту механіки НАН України

Автореферат розіслано "20" зв'язу 1996 року.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради,  
доктор фізико-математичних наук,  
професор

*Василь*

А.Т. Василенко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

АКТУАЛЬНІСТЬ І СТУПІНЬ ДОСЛІДЖЕНОСТІ ТЕМАТИКИ. Задача про рух гіроскопа що обертається бере початок ще з работ Л.Ейлера і залишається предметом досліджень і до нашого часу. Питання аналізу його коливань розглянуті в работах С.В. Ковалевської, А.Ю. Ішлинського, М.А. Павловського, Н.П. Плахтійенко та інших. Проте ця задача значно ускладнюється, якщо гіроскоп є пружним і при аналізі його руху беруться до уваги відносні пружні коливання його елементів. Напружено-деформований стан і плоскі коливання таких систем вивчені в работах Г.А. Александрова, П.Баклі, А.Н. Базилевського, А. Брамвела, Ю.С. Воробьева, Я.М. Григоренко, У. Джонсона, Кази, Я.Ф. Кайка, А.Д. Коваленко, Кватерника, М.Л. Міля, А.В. Некрасова, М.А. Павловського, Собі, Хоуболта, Б.Ф. Шорра, С. Едвані, Б.Н. Дрьєва, А.К. Янко та інших. І, нарешті, складність цієї задачі ще більше підсилюється, коли пружний гіроскоп виконує складне обертання, і його елементи одночасно приймають участь в кількох видах руху. Динамічні явища, виникаючі при такому русі пружних гіроскопів, вивчені до краю слабо, незважаючи на те, що вони широко зустрічаються в космічній техніці, в літакобудуванні, в кораблебудуванні, станкобудуванні, енергомашинобудуванні та в турбінних системах в якості пружних роторів, що обертаються.

Так, наприклад, відомо, що подавляюча більшість відмов авіаційних двигунів трапляється при злетах, посадках і маневрах літаків, коли ротор двигуна знаходиться в стані складного обертання.

МЕТОД РОБОТИ є розробка та реалізація на ЕОМ чисельної методики дослідження прецесійних коливань пружних роторів при

складному обертанні. Рішення проблеми включає в себе постановку задачі про складне обертання пружного ротора, виведення розрішуваних рівнянь його пружних коливань, розробку методики чисельного рішення цих рівнянь та проведення дослідження динаміки ротора що обертається при різних значеннях його геометричних параметрів і кутових швидкостей.

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ основана на сумісному застосуванні теорії пластин, теорії криволінійних гнучких стержнів, методів теоретичної механіки, а також методів початкових параметрів, Рунге-Кутта четвертого порядку та алгоритму ортогоналізації.

НАУКОВА НОВИЗНА РОБОТИ. В данній дисертаційній роботі поставлено і вирішено нову задачу про дослідження прецесійних коливань і напружено-деформованого стану пружних роторів, жорстко приєднаних до несучого тіла, що виконує складне обертання. Для різних конструкцій роторів, що характеризуються різними кутами встановлення лопаток в корінному перерізі, їх кутами закрутки, а також наявністю та відсутністю кільцевого ободу, виконано дослідження впливу геометричних параметрів системи на характер і форму її прецесійних коливань, а також на можливість збудження резонансних рухів.

ДОСТОВІРНІСТЬ отриманих результатів забезпечується коректністю поставлених задач, математичною суворістю застосованих методів, перевіркою практичної збіжності розв'язків у конкретних задачах і задовільним погодженням з рішеннями тестових задач.

ТЕОРЕТИЧНА ТА ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ РОБОТИ міститься в

постановці задачі, розробці методики та створенні автоматизованого комплексу прикладних програм для дослідження механізму збудження прецесійних коливань пружних роторів при складному обертанні та в визначенні на їх основі загальних закономірностей періодичних рухів розглянутих систем.

Результати досліджень можуть бути використані при аналізі прецесійних коливань роторів турбін, виконувачих складне обертання.

ОСОБИСТИЙ ВНЕСОК ДИСЕРТАНТА полягає в створенні методики дослідження збуджуваних гіроскопічними силами інерції прецесійних рухів пружного ротора, що здійснює складне обертання; розробці чисельних алгоритмів та комплексу прикладних програм для вивчення динаміки руху ротора при складному обертанні; в аналізі результатів.

АПРОБАЦІЯ РОБОТИ. Основні результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на 54-й науково - практичній конференції Київського інженерно - будівельного інституту (Київ, 1993), на 55-й науково - практичній конференції Київського інженерно - будівельного інституту (Київ, 1994) і на 52-й науково - практичній конференції Українського транспортного університету (Київ, 1996).

ПУБЛІКАЦІЇ. Основний зміст та наукові результати дисертаційної роботи відображені в 5 друкованих роботах [1-5]. В роботах [1-3] В.І. Гуляєву належить постановка задачі про дослідження прецесійних коливань пружного ротора. Р.В. Домарецькому належить чисельний розв'язок задачі.

РІВЕНЬ РЕАЛІЗАЦІЇ НАУКОВИХ РОЗРОБОК. Результати досліджень, які подані в дисертаційній роботі, ввійшли до

наукового звіту Науково - дослідного інституту будівельної механіки Міністерства освіти України при КДТУБА по темі НДР: № 80/4, 80/6 за 1993 р.; шифр теми ІБ ДБ-93; держ. рег. № ОІ94U004900 та до наукового звіту Українського транспортного університету 5І2.4 534 535.4 № державної реєстрації ОІ 86 0048 334 за 1995 р.

**СТРУКТУРА ТА ОБСЯГ РОБОТИ.** Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаної літератури, який налічує 172 найменування. Зміст роботи викладений на 120 сторінках друкованого тексту. В роботі приведено 70 рисунків та 4 таблиці.

#### ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність задач про дослідження напружено-деформованого стану і коливань пружних роторів, виконуючих складне обертання, викладені відомості про розвиток досліджень по механіці пружних дисків і стержнів в полі інерційних сил. Проведено аналіз сучасних результатів рішення задач про напружено-деформований стан і коливання елементів конструкцій, складаних пружний ротор, в полі центробіжних сил інерції. Проаналізовані деякі результати досліджень в цій галузі. Сформульовано ціль дисертаційної роботи, викладені основні напрямки виконаних досліджень, відмічена новизна отриманих результатів та їх практична цінність.

В першому розділі надані основні співвідношення динаміки елементів пружного ротора і викладено підхід до рішення проблеми що розглядається.

Прийнято, що ротор (рис.І) складається з пружного диска

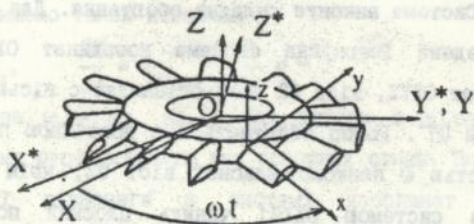


Рис.1

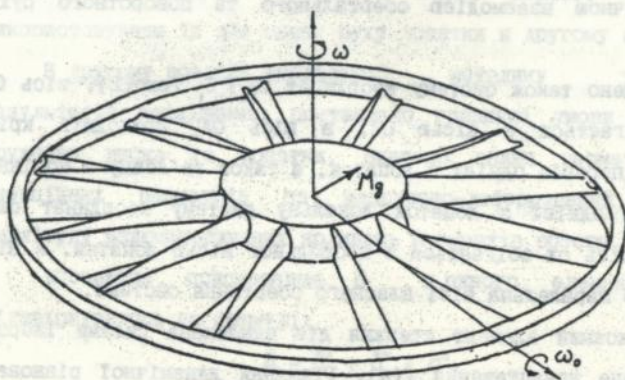


Рис.2

товщиною  $h$  і  $N$  пружних закручених лопаток довжиною  $S$ , зв'язаних пружним ободом. Диск насажено на жорсткий вал діаметром  $2R_0$ . Система виконує складне обертання. Для завдання цього руху введена інерційна система координат  $Ox^*y^*z^*$  і система координат  $OXYZ$ , вісь  $OZ$  якої співпадає з віссю вала, а вісь  $OY$  з віссю  $OY^*$ . Ротор обертається з постійною по модулю кутовою швидкістю  $\bar{\omega}$  навколо власної вісі  $OZ$ , крім того ця вісь (разом з системою  $OXYZ$ ) чинить плоский поворот з постійною кутовою швидкістю  $\bar{\omega}_0$  навколо вісі  $OY$  ( $OY^*$ ).

При складному обертанні ротора його елементи зазнають одночасну дію сил розтягу та гнуття. Диск і лопатки розтягуються центробіжними силами інерції, що викликані власним обертанням з кутовою швидкістю  $\bar{\omega}$  і діючими в серединній площині в радіальному напрямі. Разом тим диск і лопатки гнуться поперечними силами інерції, викликаними гіроскопічнові взаємодією обертального та поворотного рухів системи.

Введено також систему координат  $Ox_1y_1z_1$  (рис.2), вісь  $Oz_1$  якої збігається з віссю  $OZ$ , а вісь  $Ox_1$  проходить крізь корінний переріз однієї з лопаток, а також зв'язану з корінним перерізом однієї з лопаток локальну систему координат  $oxuz$  так, що вісь  $ox$  збігається з продольною віссю лопатки, а вісь  $oz$  була б паралельна вісі власного обертання системи.

На кожний елемент стержня діє викликана силами інерції розподілене навантаження  $\bar{f}(s)$ . Рівняння динамічної рівноваги елемента  $ds$  деформованого стержня під дією навантаження  $\bar{f}(s)$ , внутрішніх пружних сил  $\bar{P}$  і моментів  $\bar{M}$  в поперечних перерізах, обмежувачих елемент, запишемо у вигляді:

$$\frac{d\vec{P}}{ds} + \vec{\omega}_\chi \times \vec{P} + \vec{f} = 0, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{\omega}_\chi \times \vec{M} + \vec{r} \times \vec{P} = 0, \quad (1)$$

де  $\vec{d}/ds$  - локальна похідна;  $\vec{\omega}_\chi$  - вектор Дарбу.

Випишемо також рівняння

$$\frac{dx}{ds} = \tau_x, \quad \frac{dy}{ds} = \tau_y, \quad \frac{dz}{ds} = \tau_z. \quad (2)$$

Умова  $\omega \gg \omega_0$ , як і для ротора в цілому, дозволяє в загальному русі виділити два основних стани. По-перше, це стан відносної рівноваги в системі координат  $oxyz$  при її рівномірному обертанні з кутовою швидкістю  $\omega$ , при якому лопатка залишається прямолінійною, відчуваючи дія тільки продольних сил інерції, викликаючих в ній продольне зусилля  $F_x$ . І другий стан, в якому лопатка виконує малі по відношенню до першого стану згинні коливання, збуджуємі додатковим оборотом зі швидкістю  $\omega_0$ . Таке розділення рухів дозволяє лінеаризувати рівняння руху пружного диска, закручених лопаток, і пружного обода в околі першого стану та використовувати їх для опису руху лопатки в другому стані.

В другому розділі викладено методику тестування результатів досліджень, поставлено граничні умови спряження пружного диска та лопатки. Вивчено вплив геометричних і інерційних параметрів на напружено-деформований стан і амплітуду взаємопоеднаних коливань елементів ротора.

Абсолютне прискорення  $\vec{a}$  кожного елемента ротора підраховувалось по формулі:

$$\vec{a} = \vec{a}^* + \vec{a}^r + \vec{a}^c,$$

де  $\vec{a}^*$ ,  $\vec{a}^r$ ,  $\vec{a}^c$  - відповідно переносне, відносне та коріолісово прискорення.

При виводі кінцевих виразів для компонент вектора

загального прискорення елементів ротора ураховано, що  $\omega \gg \omega_0$  і знехтовано доданками, включаючими в якості множників  $\omega_0^2$  і добуток  $\omega_0$  на малі пружні переміщення диска, лопаток і обода. В результаті, в рухомій системі координат  $OX_1Y_1Z_1$ , отримали для диска:

$$a_{z1} = \partial^2 Z_1 / \partial t^2 + q_{\text{мн}} / (\gamma \cdot F). \quad (3)$$

Для лопатки і для обода:

$$a_{x1} = -\omega^2 \cdot X_1, \quad a_{y1} = \partial^2 Y_1 / \partial t^2 - \omega^2 \cdot Y_1, \quad (4)$$

$$a_{z1} = \partial^2 Z_1 / \partial t^2 + f_{\text{мн}} / (\gamma \cdot F).$$

На основі цих співвідношень отримали компоненти додаткових інерційних навантажень  $q_{\text{мн}}$ ,  $f_{\text{мн}}$ , представлених в рівняннях (5), (6):

$$q_{\text{мн}} = 2\gamma\omega_0 h r s \sin(\omega t + \theta_1), \quad f_{\text{мн}} = 2\gamma F (R_1 + s) \omega_0 \sin(\omega t + \theta_2),$$

де  $R_1$  - радіус жорсткої вставки,  $\theta_1$  - окружна координата,  $\theta_2 = s_2/R_3$  ( $s_2$  - продольна координата обода,  $R_3$  - радіус обода).

При обчисленні сил інерції, діючих на лопатку, прийнято, що кривизни  $p$ ,  $q$  лопатки малі та ураховано, що вона не може розтягуватись вздовж вісі  $x$  і до прискорень її елементів в системі координат  $oxuz$  необхідно було додати додаткові доданки, зв'язані з поступним переміщенням та оборотом цієї системи координат відносно системи  $OX_1Y_1Z_1$ , викликаних пружними коливаннями диска.

Тому в системі координат  $oxuz$  після лінеаризації

$$\Delta a_x = 0, \quad \Delta a_y = \frac{\partial^2 \Delta y}{\partial t^2} - \omega^2 \cdot \Delta y,$$

$$\Delta Q_z = \frac{\partial^2 \Delta z}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left[ \frac{\partial w}{\partial r} \right] \cdot r + 2(R_2 + r) \omega_0 \omega \cdot \sin \omega t.$$

Рівняння для пружного диска повинні задовольняти граничним умовам на краях  $r=R_1$  и  $r=R_2$ :

$$w(R_1) = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = 0 \quad (5)$$

$$M_r(R_2) = M_x(0) / (R_2 \cdot \Delta \theta), \quad Q_r(R_2) = Q_x(0) / (R_2 \cdot \Delta \theta), \quad (6)$$

де  $M_r, Q_r$  - відповідно згинаючий момент і перерізувача сила на зовнішньому краї диска;  $M_x, Q_x$  - згибаючий момент і перерізувача сила в площині хорд січення лопатки  $s=0$ .

Краєві умови для системи рівнянь (1)-(2) формулювалися з умов жорсткого зашліплення лопатки в системі координат охуз при  $s=0$  та відсутності сил і моментів на краях  $s=S$ .

Оформульована для випадка динаміки системи пружних лопаток та пружного диска лінеаризована трьохточечна краєва задача з метов зручності використання метода ортогоналізації була приведена до двухточечної краєвої задачі з краєвими рівняннями, залежними одночасно від функцій що розшукуються на двох краях, один з яких збігається з краєм приєднання диска до валу, а другий - з вільним кінцем лопатки. Побудована таким чином двухточечна краєва задача рішалась методом початкових параметрів разом з методом ортогоналізації. Виникаюча при цьому послідовність задач Коші - методом Рунге-Кутта четвертого порядку. Ділянка що розраховувалась розбивалась при цьому на кінцеве число точок дискретизації.

Третій розділ присвячено коливанням системи пружних лопаток, зв'язаних пружним ободом.

Критерієм достовірності постановки задачі о прецесійних коливаннях пружного ротора та її рішення можуть служити результати зіставлення загального гіроскопічного момента

$\vec{M}_g = I_x \cdot \vec{\omega} \cdot \vec{\omega}_0$ , врахованого за допущенням, що ротор є абсолютно твердим і знайденого за допомогою рівнянь теорії пружності в рамках розглядаемого підхода гіроскопічного момента, який підраховується як діючий на центральний вал результуючий пружний момент  $\vec{M}_p$ . Вектори  $\vec{M}_g$  і  $\vec{M}_p$  співвісні та спрямовані вздовж вісі OX протилежно її напрямку (рис.2).

Результуючий пружний момент  $\vec{M}_p$  обчислюється через максимальні значення перерізуючої сили  $Q_r$  і згинаючого момента  $M_r$  на внутрішній границі пружного диска. При малих значеннях  $\omega$ , коли прецесійні коливання відбуваються з низкою частотою  $\omega$  і тому виявляються квазістатичними, значення  $M_g$  і  $M_p$  практично збігаються. Проте разом із збільшенням  $\omega$  динамічний характер коливань пружних елементів ротора стає більш помітним і вияв сил інерції відносних коливань пружних елементів ротора приводить до того, що  $M_g$  починає помітно перевищувати  $M_p$ .

Проаналізуємо результати рішення задачі. На рис. 3,а показано графік змінення амплитуди коливань кінця лопатки в залежності від  $\omega$  для ротора. Можна помітити, що при  $\omega \approx 100 \text{ c}^{-1}$  досягається локальний максимум модуля цієї функції. Після чого обумовлені збільшенням  $\omega$  центробіжні сили інерції приводять до "ствердження" конструкції ротора і  $\Delta Z(\omega)$  падає. Скоро, однак, проявляється вплив резонансного ефекта і  $\Delta Z(\omega)$  різко зростає. На рис. 3,б приведені графіки зміни гіроскопічного момента сил інерції  $M_g$  і пружного момента  $M_p$ , приложених до вала ротора. Діючий на відповідний жорсткий ротор момент  $M_g$  залежить від  $\omega$  лінійно, в той час як момент сил пружних коливань  $M_p$  з ростом  $\omega$  збільшується і при резонансному  $\omega$  прямує до нескінченності. В області відносно малих значень ( $0 < \omega < 1000 \text{ c}^{-1}$ ), коли сили інерції пружних коливань малі, ці моменти практично

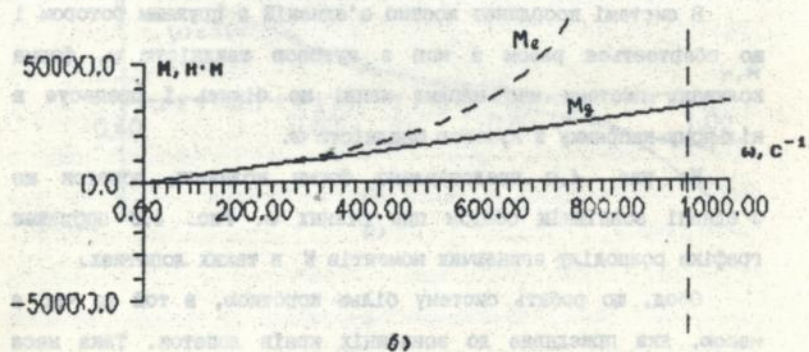
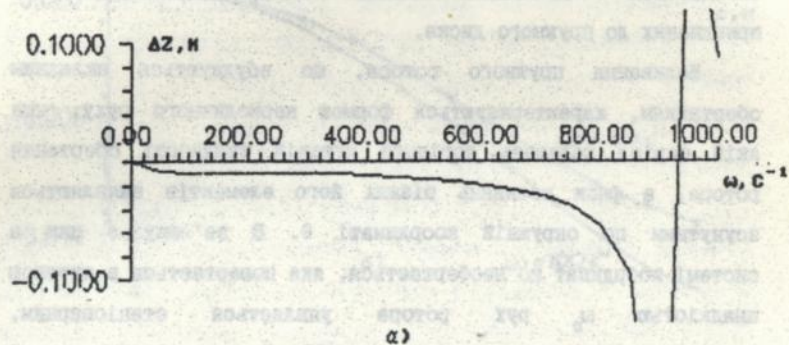


Рис.3

збігаються.

В четвертому розділі викладено аналіз динаміки та характеру напруженого стану елементів пружного ротора, що складається з зв'язаних зовнішнім ободом пружних лопаток, приєднаних до пружного диска.

Коливання пружного ротора, що збуджуються складним обертанням, характеризуються формою періодичного руху, при якій період коливань дорівнює кутовій швидкості обертання ротора, а фази коливань різних його елементів виявляються зсунутими по окружній координаті  $\theta$ . В зв'язку з цим в системі координат що необертається, яка повертається з кутовою швидкістю  $\omega_0$  рух ротора уявляється стаціонарним, кососиметричним відносно площини XOZ. В площині YOZ пружні переміщення є максимальними.

В системі координат жорстко з'єднаних з пружним ротором і що обертається разом з нею з кутовою швидкістю  $\omega$ , форма коливань системи має вигляд хвилі що біжить і прецесує в кільному напрямку з кутовою швидкістю  $\omega$ .

На рис. 4,а представлено форми коливань лопаток що з'єднані зовнішнім ободом при різних  $\omega$ . Рис. 4,б зображає графіки розподілу згинаючих моментів  $M_c$  в таких лопатках.

Обод, що робить систему більш жорсткою, в той же час є масою, яка приєднана до зовнішніх країв лопаток. Така маса збільшує амплітудні переміщення елементів ротора, які можуть привести до його розрушення. При наявності обода зміни в динамічній поведінці, викликані закруткою, виявляються такими що порівнюються з змінами, які викликає кут встановлення лопаток.

Встановлено, що найбільші значення переміщень, згинаючих

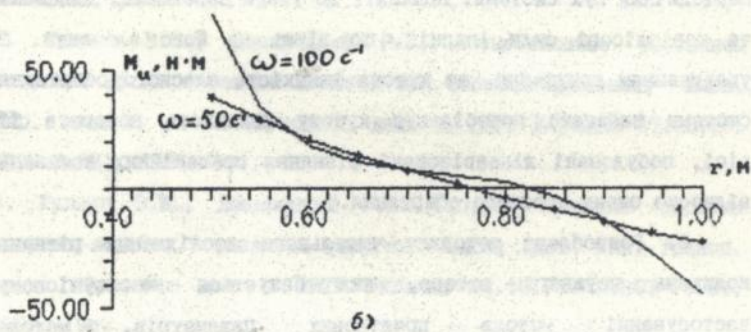
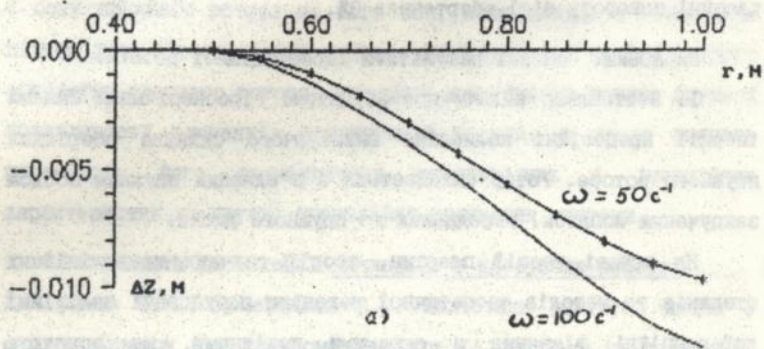


Рис. 4

моментів та напружень мають місце в елементах, що в вибраний момент часу знаходяться в площині YOZ, яка перпендикулярна площині повороту вісі обертання OZ.

ВИСНОВКИ. Основні результати дисертаційної роботи:

1. Поставлено задачу про збуджуємі гіроскопічними силами інерції прецесійні коливання виконуючого складне обертання пружного ротора. Ротор складається з з'єднаних пружним ободом закручених лопаток, приєднаних до пружного диска.

На основі теорії пластин, теорії гнучких криволінійних стержнів та методів теоретичної механіки побудовані нелінійні диференціальні рівняння з окремими похідними, що описують періодичний рух системи. Прийняті до уваги переносні, відносні та коріолісові сили інерції, що діють на його елементи. З урахуванням допущення, що кутова швидкість власного обертання системи набагато перебільшує кутову швидкість повороту її вісі, побудовані лінеаризовані рівняння прецесійних коливань відносно стану простого обертання.

2. Розроблено методіку чисельного дослідження рівнянь коливань пружного ротора, яка базується на сумісному застосуванні метода початкових параметрів, метода ортогоналізації та метода Рунге-Кутта.

3. Створено обчислювальний комплекс, що реалізує на ПЕОМ типу IBM алгоритми рішення задач про пружні коливання гнучкого ротора при складному обертанні. Рішена серія тестових задач, що підтверджує ефективність запропонованого підходу та його програмної реалізації. Рішення задач свідчить про достатню достовірність результатів досліджень.

4. Проведено чисельне моделювання прецесійних коливань пружного ротора при складному обертанні. Встановлено

можливість виникнення резонансних режимів руху. Показано, що загальний гіроскопічний момент, діючий при складному обертанні з боку пружного ротора на його вал, може значно перевищувати відповідний гіроскопічний момент, знайдений для еквівалентного абсолютно твердого ротора. Виконані дослідження впливу пружної податливості елементів конструкції ротора, а також значень параметрів його геометричних жорсткостних і інерційних характеристик на пружні прецесійні коливання системи.

Результати дисертації викладені в наступних роботах:

1. Гуляев В.И., Домарецкий Р.В. Колебания упругого диска с венцом лопаток при сложном вращении // Проблемы прочности. - Киев, №6, 1996.
2. Гуляев В.И., Домарецкий Р.В. Прецессионные резонансы упругого диска с венцом лопаток при сложном вращении; Киев. Укр. трансп. ун-т. (Рукопись деп. в ГНТБ Украины 27.03.96. №797-Ук96), 1996.-19с.
3. Гуляев В.И., Домарецкий Р.В. Сложное вращение системы упругих лопаток, связанных упругим ободом; Киев. Укр. трансп. ун-т. (Рукопись деп. в ГНТБ Украины 14.10.96. №1891-Ук96), 1996.-19с.
4. Домарецкий Р.В. Прецессионные колебания упругого ротора при сложном вращении; Киев. Гос. техн. ун. стр-ва и архитектуры. (Рукопись деп. в ГНТБ Украины 11.05.96. №1144-Ук96), 1995.-14с.
5. Домарецкий Р.В. Метод ортогонализации для решения многоточечных краевых задач колебаний составных упругих систем; Киев. Укр. трансп. ун-т. (Рукопись деп. в ГНТБ Украины 14.10.96. №1892-Ук96), 1996.-16с.

Домарецкий Р.В. Колебания упругого облопаченного ротора при сложном вращении (рукопись).

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09. - динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры, Ин-т механики НАН Украины, Киев, 1996.

Защищается 5 научных работ, в которых поставлена задача о прецессионных колебаниях упругого ротора, ось вращения которого совершает плоский поворот. Ротор состоит из насаженного на жесткий вал упругого диска и присоединенного к его внешнему краю венца лопаток, связанных упругим ободом. Вследствие решения поставленной задачи выявлено, что сложное вращение исследуемой системы может быть источником возбуждения резонансных прецессионных колебаний.

Roman V. Domaretsky. "Vibration of Elastic Bladed Rotor in Compound Rotation" (typescript).

Thesis for application of Ph.D. degree (Technical) in speciality 05.02.09 - Machines, Devices, and Equipment Dynamics and Strength, Institute of Mechanics of the Ukrainian National Academy of Sciences, Kiev, 1996.

The five published scientific works are defended which contain the problem about precessional vibration of an elastic rotor, whose axis executes plane turn, is set. The rotor consists of an elastic disk, clamped on a rigid shaft, and a set of blades, attached to the disk external edge. It is established from the problem solution, that the compound rotation may be a source of the system resonant precessional vibration generation.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: пружний ротор, лопатка, диск, складне обертання, прецесійні коливання, резонанс.

Підписано до друку 18. 11. 96 р. Формат 60x84/16  
Папір офсетний. Умовн.-друк.аркуш. 1,0.  
Об.-вид.аркуш 1,0. Тираж 100 . Замовл. 405 .

---

Поліграф. Дільн. Інституту електродинамики АН України,  
252680, Київ-57, проспект Перемоги, 56

141166

AB 36.646

**AB 36.646**