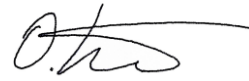


Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ГАЛАС ОЛЕГ СЕРГІЙОВИЧ



УДК 539.3

РОЗРОБКА МЕТОДІВ АНАЛІЗУ ТА ГАСІННЯ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВАНЬ СТЕРЖНЕВИХ
ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Харків – 2012

Дисертація на правах рукопису.

Робота виконана на кафедрі газогідромеханіки та тепломасообміну Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Аврамов Костянтин Віталійович,
ПІМаш ім. А.М. Підгорного НАН України,
м. Харків,
провідний науковий співробітник відділу
нестационарних механічних процесів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гайдайчук Віктор Васильович,
Київський національний університет
будівництва і архітектури, м. Київ,
завідувач кафедрою
теоретичної механіки

доктор технічних наук, професор
Янютін Євген Григорович,
Харківський державний університет
харчування та торгівлі, м. Харків,
професор кафедри вищої математики

Захист відбудеться «16» травня 2012 р. о 16.00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «12» квітня 2012 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
Д 64.050.10



І.Г. Сукіасов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Конструктивні елементи в багатьох машинах є стержневими системами, наприклад, в турбомашинах, в роторних системах та маніпуляторах, транспортних машинах та газотурбінних двигунах цивільної й військової техніки. Розрахунки малих лінійних згинно-крутильних коливань таких систем досить поширені в практиці та є обґрунтованими при достатньо жорстких обмеженнях щодо амплітуд, пружних властивостей, геометрії поперечного перерізу тощо.

Дуже часто ці обмеження не виконуються при експлуатації і амплітуди коливань стержнів стають порівнянними з мінімальними розмірами їх поперечних перерізів. Дослідження таких стержневих елементів часто ускладнюється внаслідок несиметричності їх поперечного перерізу. У цьому випадку центри тяжіння та згину перерізів знаходяться в різних точках. При згинно-крутильних коливаннях таких систем відбувається депланація поперечного перерізу. Часто стержні здійснюють коливання з помірними амплітудами. У цьому випадку стержневі елементи здійснюють геометрично нелінійне деформування. Для опису динамічних процесів в стержневих системах машин в рівняннях руху враховуються перераховані вище фактори.

Зростання швидкостей та динамічних навантажень елементів стержневих систем призводить до збільшення інтенсивності вібрацій. Для їх зниження часто використовуються динамічні гасники. Методи гасіння, пов'язані з використанням пасивних елементів, в багатьох випадках є недостатньо ефективними. Застосування активних систем часто ускладнюється їх високою вартістю. Одним з альтернативних підходів до проблеми гасіння коливань машинобудівних конструкцій є розвиток напівактивних методів гасіння.

Дисертаційну роботу присвячено розробці методів аналізу та гасіння нелінійних коливань стержневих елементів машин. Таким чином, тема дисертаційної роботи є актуальною в науковому і в прикладному відношенні.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано на кафедрі газогідромеханіки та тепломасообміну НТУ «ХПІ» згідно з планом фундаментальних та прикладних науково-дослідних робіт МОНмолодьспорту України: «Створення методів аналізу нелінійної динаміки і повзучості деформованих тіл та дискретних систем» (ДР № 0106U001465), «Створення методів аналізу нелінійних динамічних процесів, біфуркацій та повзучості в тонкостінних конструкціях» (ДР № 0103U001486), «Створення методів аналізу нелінійних коливань елементів конструкцій та засобів їх гасіння» (ДР № 0106U005164), в яких здобувач був виконавцем окремих етапів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка методів аналізу та гасіння нелінійних коливань стержневих елементів машин та маніпуляторів в умовах геометрично нелінійного деформування. Для досягнення сформульованої мети в роботі поставлені наступні завдання:

- виходячи з принципу Остроградського-Гамільтона отримати узагальнені рівняння згинно-згинно-крутильних нелінійних коливань стержнів з урахуванням депланації поперечного перерізу;

– на підставі спільного використання методу нелінійних нормальних форм і методу багатьох масштабів провести аналіз нелінійних коливань стержневих елементів машин з великим числом ступенів свободи;

– за чисельно-аналітичними розрахунками встановити суттєві закономірності нелінійних коливань стріли маніпулятора та ствола танкової гармати з урахуванням системи управління;

– виконати чисельно-аналітичні дослідження для встановлення можливостей гасіння коливань стержневих елементів машин.

Об'єкт дослідження – нелінійні коливання та процеси гасіння коливань стержневих елементів машин в умовах геометрично нелінійного деформування.

Предмет дослідження – стержневі елементи машин, які здійснюють нелінійні коливання і напівактивний метод гасіння коливань машин.

Методи дослідження. Метод Остроградського - Гамільтона для виведення нелінійних рівнянь руху закручених стержнів, метод Бубнова-Гальоркіна для дискретизації отриманих рівнянь руху, метод нелінійних нормальних форм та метод багатьох масштабів було застосовано для розробки нового методу аналізу нелінійних коливань закручених стержнів, метод гармонійного балансу застосовано для виконання чисельно-аналітичних досліджень щодо можливостей гасіння коливань стержневих елементів машин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

– отримано узагальнені рівняння нелінійних згинно-згинно-крутильних коливань стержнів із урахуванням депланації поперечного перерізу у випадку, коли центр згину не співпадає з центром тяжіння поперечного перерізу стержня;

– уперше нелінійні нормальні форми у поєднанні з методом багатьох масштабів застосовано для створення методу аналізу та досліджень нелінійних коливань стержневих елементів машин з великим числом ступенів свободи;

– встановлено нові закономірності нелінійних просторових коливань стріли маніпулятора, а саме, скелетні криві вільних коливань є жорсткими;

– вперше виконано аналіз коливань ствола танкової гармати з урахуванням геометричної нелінійності, досліджено процес затухання коливань;

– запропоновано напівактивний засіб гасіння нелінійних коливань стержневих систем, отримані амплітудно-частотні характеристики свідчать о значному зниженні амплітуд коливань.

Практичне значення одержаних результатів полягає у створенні методів та одержаних результатах розрахунків нелінійних згинно-згинно-крутильних коливань закручених стержнів довільного поперечного перерізу із урахуванням депланації. Розроблені методи розрахунку нелінійних коливань можуть бути використані при проектуванні та доробці елементів аерокосмічної техніки, енергетичного обладнання та робототехнічних систем. Розроблено напівактивний засіб гасіння коливань стержневих систем, який передбачає поєднання пасивних та активних засобів гасіння коливань.

Результати аналізу коливань лопаті вертольота застосовано в Мічиганському Університеті (США, Анн Арбор), а методи гасіння коливань на науково-виробничому підприємстві “Хартрон-Аркос” (м. Харків). Результати

дисертаційної роботи використано в навчальному процесі на інженерно-фізичному факультеті НТУ «ХП».

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що надані в дисертаційній роботі, здобувачем одержані самостійно. Серед них виведення нелінійних рівнянь руху системи із урахуванням депланації поперечного перерізу у випадку, коли центр згину не співпадає з центром тяжіння поперечного перерізу стержня; аналіз нелінійних коливань за допомогою поєднання методу нелінійних нормальних форм та багатьох масштабів; виведення рівнянь руху стріли маніпулятора та аналіз коливань асимптотичними методами; побудова моделі коливань ствола танкової гармати та чисельний аналіз нелінійних коливань; розробка напівактивного методу гасіння коливань стержневих елементів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися на: 6-й Всеукраїнській студентській науковій конференції «Прикладна математика та інформатика» (Львів, 2003 р.), XII, XIII, XIV Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2004-2006 рр.), Міжнародній конференції «Dynamical Systems modeling and stability investigations» (Київ, 2005 р.), 11-й Міжнародній науковій конференції ім. академіка М. Кравчука (Київ, 2006 р.), Міжнародній конференції «Rvachev Conference – Актуальні проблеми прикладної математики і механіки» (Харків, 2006 р.), 14-й Міжнародній науковій конференції вчених України, Білорусі, Росії (Севастополь, 2006 р.), V-й міжвузівській науково-практичній конференції «Можливості використання методів механіки для розв'язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій» (Харків, 2006 р.), 9-й Міжнародній конференції «Dynamical systems theory and applications» (Лодз, Польща, 2007 р.), 2-й Міжнародній конференції «NONLINEAR DYNAMICS» (Харків, 2007 р.), 3-й Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми динаміки та міцності в газотурбобудуванні» (Київ, 2007 р.), Міжнародній конференції «Nonlinear Dynamics of Composite and Smart Structures, Euromech Colloquium 498» (Люблін, Польща, 2008 р.). Робота в повному обсязі розглядалась та обговорювалась в НТУ «ХП» на семінарах кафедр динаміки та міцності машин, прикладної математики, систем і процесів управління, газогідромеханіки та тепломасообміну (2006-2011 рр.).

Публікації. Основні наукові положення і результати досліджень за темою дисертаційної роботи опубліковані в 16 наукових працях, серед яких 8 статей у наукових фахових виданнях України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 153 сторінки, у тому числі 3 таблиці та 37 рисунків у тексті, 151 найменувань використаних літературних джерел на 15 сторінках, 2 додатки на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність, теоретичну та практичну цінність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету й основні задачі досліджень, відзначено наукову новизну, теоретичне і практичне значення одержаних результатів, представлені дані про зв'язок роботи з науковими темами, наведено інформацію про апробацію роботи та публікації, особистий внесок здобувача.

У першому розділі наведено аналіз науково-технічної інформації в галузі коливань елементів машинобудівних конструкцій, а також засобів гасіння вібрацій.

Коливання нелінійних систем досліджували у своїх роботах І.І. Блехман, М.М. Боголюбов, В.В. Болотін, А.С. Вольмир, Є.Г. Голоскоков, В.І. Гуляєв, В.Ф. Журавльов, В.М. Карабан, В.О. Кононенко, Н.М. Крилов, В.Д. Кубенко, І.Г. Малкин, А.І. Маневич, А.А. Мартинюк, Ю.А. Митропольський, Ю.В. Міхлін, К. П'єр, А.П. Філіппов, Т. Хаясі, П. Холмс, С. Шоу. Нелінійні нормальні форми застосовувались для дослідження коливань деформівних систем в роботах А. Вакакиса, Л.І. Маневича, К. П'єра, Р. Розенберга, С. Шоу.

Для вирішення задач теорії нелінійних коливань в основному застосовується поєднання аналітичних і чисельних методів. Серед аналітичних методів досить значними є методи збурювань, метод Крилова-Боголюбова та метод багатьох масштабів. Застосування асимптотичних методів детально описано в роботах Н.Н. Боголюбова, В.О. Кононенка, Н.М. Крилова, В.Д. Кубенка, І.Г. Малкина, Ю.А. Митропольського, Ю.В. Міхліна, А.Х. Найфе, А. Пуанкаре.

Велика кількість елементів аерокосмічної техніки, машинобудування, приладобудування моделюється стержневими системами. Коливання стержнів досліджено в роботах В.В. Болотіна, Ю.С. Воробйова, В.І. Гуляєва, В.А. Светлицького, М.Р.М. Креспо да Силва, Ю.М. Теміса, С.П. Тимошенка, А.П. Філіппова, Б.Ф. Шорра, С. Шоу, М.Г. Шульженка. Стержні, що обертаються, є розрахунковими схемами лопатей вертольотів, маніпуляторів, робочих лопаток парових та газових турбін, лопатей повітряних гвинтів. В процесі експлуатації такі стержневі конструкції здійснюють коливання з помірними амплітудами, що може призвести до втомних поломок. Експериментальні дані свідчать, що в процесі руху подібні системи можуть здійснювати геометрично нелінійне деформування. Дослідження коливань цих систем ускладнюється тим, що стержні мають несиметричні поперечні перерізи. Внаслідок цього центр тяжіння та центр згину поперечного перерізу не співпадають. Такі явища в стержневих конструкціях досліджували Ю.С. Воробйов, Е.Х. Доуел, К. П'єр, А.П. Філіппов, Д.Х. Ходжес, Б.Ф. Шорр.

Створення ефективних засобів гасіння вібрацій є важливою проблемою прикладної теорії механічних коливань. Особливо великого значення набувають питання гасіння коливань в літальних апаратах, автомобілях, морських судах. Оскільки інтенсивність вібрацій звичайно зростає зі збільшенням швидкості руху, розвиток транспортних засобів призводить до

необхідності розвитку методів гасіння коливань. Пасивні засоби гасіння коливань розглянуто в роботах В.М. Карабана, Ю.В. Міхліна, Л.І. Штейнольфа. Активні методи гасіння коливань розвивались в роботах В.Є. Бербюка, Н.Н. Болотника, А.А. Гукасяна, М.З. Коловського, Н.Н. Рогова.

На підставі проведеного аналізу науково-технічної інформації можна зробити такі висновки. Дослідження згинно-згинно-крутильних коливань стержнів в геометрично нелінійній постановці із урахуванням депланації поперечних перерізів є перспективними. Для дослідження нелінійних дискретних динамічних систем з великою кількістю ступенів свободи ефективні напіваналітичні методи аналізу можуть бути більш розвинені. Такий метод може бути розроблений на основі сумісного застосування методу нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра і методу багатьох масштабів. Коливання стріли маніпулятора з помірними амплітудами в геометрично нелінійній постановці досліджено не досить глибоко. Існуючі напівактивні методи гасіння коливань можна удосконалити.

У другому розділі виводяться рівняння нелінійних згинно-згинно-крутильних коливань стержнів довільного поперечного перерізу із урахуванням їх депланації (рис. 1).

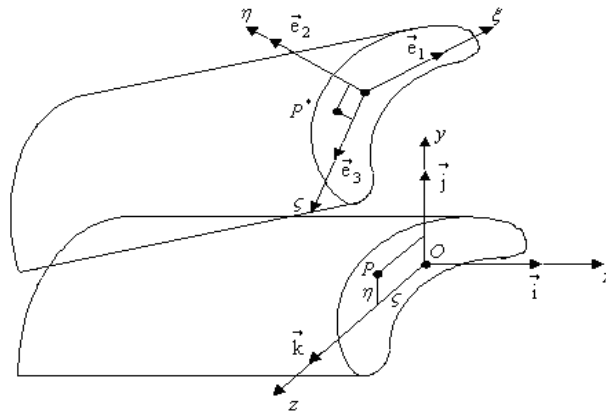


Рис. 1. Стержень довільного поперечного перерізу

Центр тяжіння поперечних перерізів і центр згину знаходяться в різних точках. Передбачається, що крутіння поперечного перерізу стержня на кут θ_x здійснюється навкруги центра згину. Передбачається, що амплітуди коливань стержня сумірні з параметром товщини поперечного перерізу. Тому стержень здійснює геометрично нелінійне деформування. Використовуючи принцип Остроградського-Гамільтона, отримано систему нелінійних диференціальних рівнянь в часткових похідних, яка описує коливання закрученого стержня:

$$\begin{aligned}
 & E \frac{J_\zeta - J_\eta}{2} (w'' \sin 2\alpha)'' + EJ_\zeta (v'' \cos^2 \alpha)'' + EJ_\eta (v'' \sin^2 \alpha)'' + mv - m\ddot{\theta}_x e \sin \alpha + m(2\Omega v + \Omega^2 x)v' + \\
 & + m\Omega(e\theta_x \sin \alpha - v)'' \left(2 \int_x^L v dx + \Omega \frac{L^2 - x^2}{2} \right) - em\Omega(\theta_x \sin \alpha)' (4v + \Omega x) + em\Omega\theta_x \sin \alpha (\Omega - 2v') - m\Omega^2 v + \\
 & + \frac{4\Omega^2 m^2}{EA} \int_0^x dx_1 \int_{x_1}^L v dx - 2m\Omega \int_0^x (v'v' + w'w') dx - 2m\Omega e \int_0^x \frac{\partial}{\partial t} (\theta_x v'' \sin \alpha - \theta_x w'' \cos \alpha) dx + E(J_\zeta - J_\eta) \times \\
 & \times (\theta_x w'' \cos 2\alpha)'' - E(J_\zeta - J_\eta) (\theta_x v'' \sin 2\alpha)'' + EC_1^* (\theta_x \theta_x'' \cos \alpha)'' = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& EJ_{\zeta} (w'' \sin^2 \alpha)'' + EJ_{\eta} (w'' \cos^2 \alpha)'' + E \frac{J_{\zeta} - J_{\eta}}{2} (v'' \sin 2\alpha)'' + m\ddot{w} + m\ddot{\theta}_x e \cos \alpha + \Omega m(2\dot{v} + \Omega x)w' - \\
& - m\Omega(w + e\theta_x \cos \alpha) \left(2 \int_x^L v dx + \Omega \frac{L^2 - x^2}{2} \right) + em\Omega(\theta_x \cos \alpha)' (4v + \Omega x) + 2\Omega em\theta_x v' \cos \alpha + \\
& + E(J_{\zeta} - J_{\eta}) (\theta_x v'' \cos 2\alpha)'' + E(J_{\zeta} - J_{\eta}) (\theta_x w'' \sin 2\alpha)'' - EC_1^* (\theta_x'' \cos \alpha)'' = 0; \\
& - (D_{\xi}^{(1)} \theta_x')' - em\dot{v} \sin \alpha + em\dot{w} \cos \alpha + \ddot{\theta}_x [me^2 + \rho(J_{\zeta} + J_{\eta})] + m\Omega e (v'' \sin \alpha - w'' \cos \alpha) \left(2 \int_x^L v dx + \Omega \frac{L^2 - x^2}{2} \right) + \\
& + \Omega^2 x m e (w' \cos \alpha - v' \sin \alpha) + \Omega^2 v e m \sin \alpha + E \frac{J_{\zeta} - J_{\eta}}{2} \sin(2\alpha) (w''^2 - v''^2) + E(J_{\zeta} - J_{\eta}) \cos(2\alpha) v'' w'' + \\
& + EC_1^* \theta_x'' v'' \cos \alpha - EC_1^* \left[\cos \alpha (w'' - \theta_x v'' - e\theta_x'' \sin \alpha) \right]'' + EC_1 \theta_x'''' = 0,
\end{aligned} \tag{1}$$

де u, v, w – переміщення пружної лінії стержня уздовж осей, J_{η}, J_{ζ} – моменти інерції щодо осей, α – кут закрутки, Ω – кутова швидкість обертання стержня, L – довжина стержня, $D_{\xi}^{(1)}$ – крутильна жорсткість стержня. Досліджується консольний стержень з відповідними граничними умовами.

Для дискретизації інтегро-диференціальних рівнянь в частинних похідних (1) застосовується метод Бубнова-Гальоркіна. Згинно-згинно-крутильні коливання стержня $w(x, t), v(x, t), \theta_x(x, t)$ розкладаються в ряд по базисних функціях:

$$w(x, t) = \sum_{N_1}^{N_1} q_v(t) w_v(x); \theta_x(x, t) = \sum_{N_1}^{N_1} q_{v+7}(t) \theta_v(x); v(x, t) = \sum_{N_2}^{N_2} q_{v+14}(t) v_v(x), \tag{2}$$

де $q_v(t)$ – узагальнені координати; $N_1 = 7; N_2 = 2$; $w_v(x), \theta_v(x), v_v(x)$ – базисні функції, що отримано із точного розв'язку рівнянь лінійних згинно-крутильних коливань стержня постійного поперечного перерізу, передбачаючи, що центри тяжіння та згину знаходяться в різних точках. Наведене розкладення враховує $2N_1 + N_2$ базисних функцій. Нелінійна модель коливань системи з кінцевим числом ступенів свободи приймає наступний вид:

$$\begin{aligned}
& \sum_{\mu=1}^{N_3} M_{v\mu} \ddot{q}_{\mu} + \sum_{\mu=1}^{N_3} (K_{v\mu} + \Omega^2 R_{\mu}^{(v)}) q_{\mu} + \sum_{\mu=1}^{N_1} \sum_{j=1}^{N_3} A_{\mu+7,j}^{(v)} q_{\mu+7} q_j + \Omega \sum_{\mu=1}^{N_2} \sum_{j=1}^{N_4} D_{\mu+14,j}^{(v)} q_{\mu+14} q_j - \\
& - \sum_{\mu=1}^{N_1} A_{\mu+7}^{(v)} q_{\mu+7} = 0, v = \overline{1, 7}; \\
& \sum_{r_1=1}^{N_3} M_{l,r_1} \ddot{q}_{r_1} + \sum_{r_1=1}^{N_3} (K_{l,r_1} + \Omega^2 R_{r_1}^{(l)}) q_{r_1} + \Omega \sum_{r_1=r_2=1}^{N_3} \sum_{r_2=1}^{N_3} D_{r_1 r_2}^{(l)} q_{r_1} q_{r_2} + \sum_{r_1=r_2=1}^{N_3} \sum_{r_2=1}^{N_3} A_{r_1 r_2}^{(l)} q_{r_1} q_{r_2} + \\
& + \sum_{r_1=1}^{N_1} \sum_{r_2=1}^{N_2} N_{r_1+7, r_2+14}^{(l)} q_{r_1+7} q_{r_2+14} + \sum_{r_1=1}^{N_1} \sum_{r_2=1}^{N_1} N_{r_1+7, r_2+7}^{(l)} q_{r_1+7} q_{r_2+7} + \sum_{r_1=1}^{N_3} P_{r_1}^{(l)} q_{r_1} = 0, l = \overline{8, 14}; N_3 = 16; N_4 = 14; \\
& \sum_{v=1}^{N_3} (M_{jv} + \Omega^2 \tilde{M}_{jv}) \ddot{q}_v + \sum_{v=1}^{N_3} (C_{jv} + \Omega^2 R_v^{(j)}) q_v + \Omega \sum_{v=1}^{N_3} \sum_{\mu=1}^{N_3} D_{v\mu}^{(j)} q_v q_{\mu} + \sum_{v=1}^{N_1} \sum_{\mu=1}^{N_1} A_{v+7,\mu}^{(j)} q_{v+7} q_{\mu} + \\
& + \sum_{v=1}^{N_1} \sum_{\mu=1}^{N_2} A_{v+7,\mu+14}^{(j)} q_{v+7} q_{\mu+14} + \sum_{v=1}^{N_1} \sum_{\mu=1}^{N_1} A_{v+7,\mu+7}^{(j)} q_{v+7} q_{\mu+7} = 0, j = \overline{15, 16}.
\end{aligned} \tag{3}$$

Таким чином, отримано систему нелінійних звичайних диференціальних рівнянь, що описують пов'язані згинно-згинно-крутильні коливання стержня при його геометрично нелінійному деформуванні. Особливістю цих рівнянь є те, що вони отримані для закрученого стержня з довільним поперечним перерізом з урахуванням депланації поперечного перерізу. При цьому стержень може здійснювати коливання з помірними амплітудами. Ці рівняння можуть використовуватися для дослідження коливань лопаток турбомашин, лопатей вертольота та інших конструкцій.

Розглянемо нелінійні коливання закрученого консольного стержня, ескіз якого зображений на рис. 2. Його поперечний переріз представлено на рис. 3.

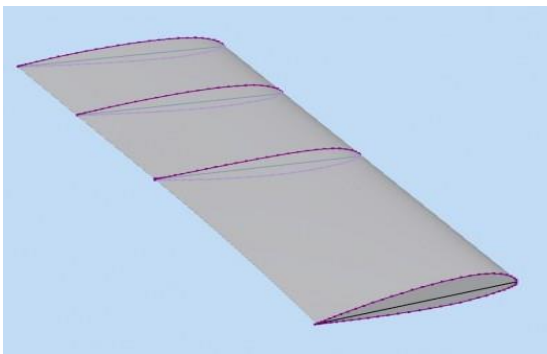


Рис. 2. Ескіз закрученого стержня

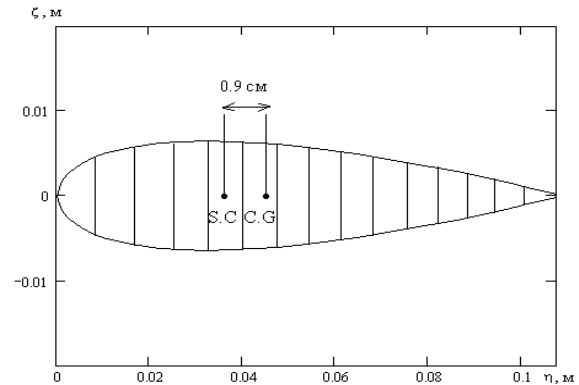


Рис. 3. Поперечний переріз стержня

Аналіз нелінійних коливань закрученого стержня здійснено за допомогою розробленого метода, який поєднує нелінійні нормальні форми Шоу-П'єра і метод багатьох масштабів. Нелінійні нормальні форми Шоу-П'єра є різноманіттями у фазовому просторі. Якщо початкова точка належить такій поверхні, то траєкторія весь час буде залишатись на цій поверхні. Дуже важливою властивістю цієї поверхні є те, що вільні коливання нелінійних систем належать цим поверхням.

Рух системи задовольняє наступним рівнянням:

$$\dot{h}_i + p_i^2 h_i + \Omega Q_i(h, \dot{h}) + \Pi_i(h) = 0, \quad i = \overline{1, N}. \quad (4)$$

Рівняння (4) є матричним аналогом системи (3). Нелінійні нормальні форми описуються функціями:

$$h_i = \Phi_i(h_k, g_k); \quad g_i = S_i(h_k, g_k), \quad i = \overline{1, N}; \quad i \neq k. \quad (5)$$

Ціле число k задає номер досліджуваної форми коливань. Подамо функції $\Phi_i(h_k, g_k)$, $S_i(h_k, g_k)$ у вигляді рядів Тейлора з невідомими коефіцієнтами:

$$\begin{aligned} h_i &= a_{3,i}^{(k)} h_k^2 + a_{4,i}^{(k)} h_k g_k + a_{5,i}^{(k)} g_k^2 + a_{6,i}^{(k)} h_k^3 + a_{7,i}^{(k)} h_k^2 g_k + a_{8,i}^{(k)} h_k g_k^2 + a_{9,i}^{(k)} g_k^3 + \dots; \\ g_i &= b_{3,i}^{(k)} h_k^2 + b_{4,i}^{(k)} h_k g_k + b_{5,i}^{(k)} g_k^2 + b_{6,i}^{(k)} h_k^3 + b_{7,i}^{(k)} h_k^2 g_k + b_{8,i}^{(k)} h_k g_k^2 + b_{9,i}^{(k)} g_k^3 + \dots \end{aligned} \quad (6)$$

Невідомі коефіцієнти рядів (6) визначаються із системи лінійних алгебраїчних рівнянь, яка в силу своєї розрідженості вирішується аналітично.

Рух на нелінійній нормальній формі описується динамічною системою з одним ступенем свободи, яка отримується в результаті проектування системи (4) на зазначене вище різноманіття. Вибирається k -те рівняння, і в це рівняння

водиться отримана нелінійна нормальна форма (6). У результаті отримано наступну систему з одним ступенем свободи:

$$\dot{h}_k + p_k^2 h_k + \Omega Q_k(h, g) + \Pi_k(h) = 0. \quad (7)$$

До системи (7) застосовано метод багатьох масштабів і визначено залежність частоти вільних нелінійних коливань від амплітуди.

Завдяки поєднанню методу нелінійних нормальних форм і методу багатьох масштабів отримані прості аналітичні формули для розрахунку кривих вільних коливань динамічних систем з великою кількістю ступенів свободи. Застосування методу нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра до аналізу динамічних систем великої розмірності є надзвичайно ефективним, так як цей алгоритм зводиться до системи лінійних алгебраїчних рівнянь щодо коефіцієнтів рядів Тейлора нелінійної нормальної форми. Розроблений метод можна розвинути для аналізу нелінійних коливань механічних систем з досить загальним виглядом нелінійності і великим числом ступенів свободи.

На рис. 4а, б, в зображено перші три скелетні криві вільних коливань для кутових швидкостей обертання $\Omega = 72 \text{ рад/с}$. Суцільною лінією показано скелетні криві коливань стержня без урахування депланації, а пунктирними лініями – з урахуванням. Характер перших двох скелетних кривих не змінюється при урахуванні депланації. Перша скелетна крива є м'якою, а друга – жорсткою. Третя скелетна крива при урахуванні депланації показує м'яку поведінку, а без урахування депланації – жорстку.

Якщо скелетна крива є м'якою, то в модель коливань пружної системи більший вклад вносить нелінійна інерційність, а якщо скелетна крива є жорсткою, то в модель коливань більший вклад вносить геометрична нелінійність конструкції. Звернемо увагу на третю скелетну криву (рис. 4в). Урахування депланації призводить до превалюючого внеску нелінійної інерційності в модель коливань, а без урахування депланації в моделі коливань стержня переважає геометрична нелінійність.

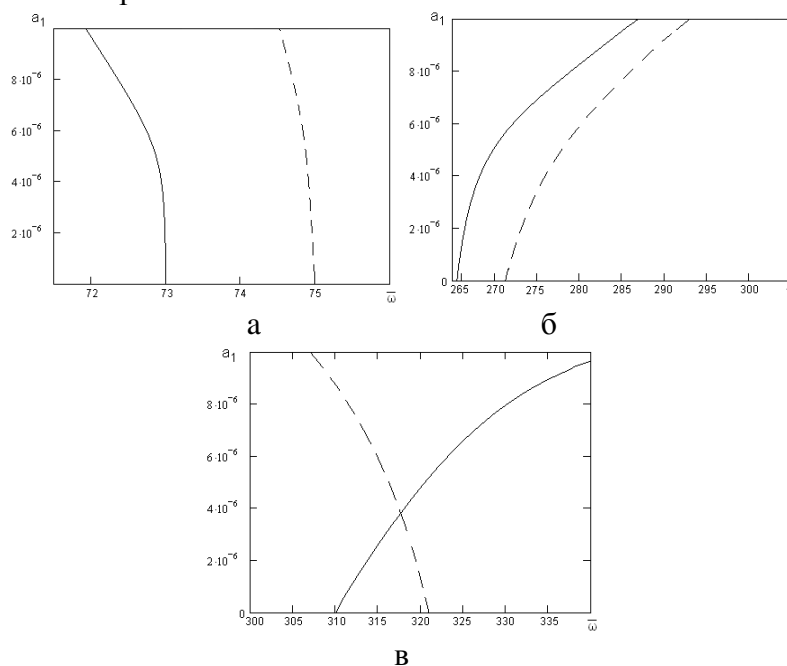


Рис. 4. Скелетні криві

Таким чином, урахування депланації поперечного перерізу призводить до якісної зміни характеру деяких скелетних кривих.

Третій розділ роботи присвячено дослідженню нелінійних коливань стержневих елементів маніпулятора і транспортної машини. Розглядається маніпулятор, що представлений на рис. 5. Збільшення швидкостей переміщення маніпуляторів призводить до можливості виникнення значних переміщень, які можна порівняти з мінімальними розмірами їх поперечних перерізів. Таке деформування конструкції описується геометрично нелінійною теорією. Кінематична схема маніпулятора (рис. 5) відповідає схемі промислового роботу «Циклон».

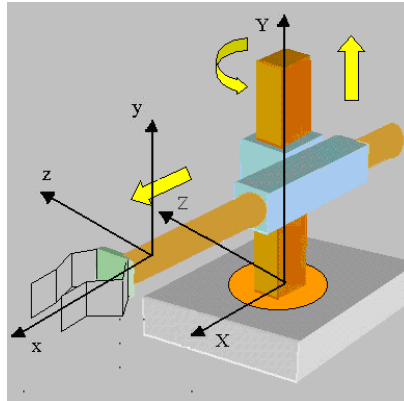


Рис. 5 Схема маніпулятора

За допомогою принципу Остроградського-Гамільтона отримано рівняння нелінійних коливань руки маніпулятора як гнучкого стержня, що здійснює просторові коливання, з урахуванням його геометрично нелінійного деформування. Ці рівняння мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 & m_1 v - \left[(D_\eta - D_\zeta) w'' v' w' - D_\zeta v'' - \frac{1}{2} D_\xi v'' w'^2 \right] - \left[(j_\zeta - j_\eta) w'_t v' w' + j_\zeta v'_t + j_\xi v'_t w'^2 \right]'_t + \\
 & + \left[(D_\eta - D_\zeta) w'' w' v'' + D_\eta w''^2 v' + D_\zeta v''^2 v' + (j_\zeta - j_\eta) w'_t v'_t w' - j_\eta w'^2_t v' - j_\zeta v'^2_t v' \right]' = 0; \\
 & m_1 \ddot{w} + D_\eta w'''' - j_\eta w''_{tt} + \left[(j_\xi - j_\zeta) w'^2_t w' - j_\eta w'^2_t w' + D_\eta w''^2 w' + \left(D_\zeta - \frac{1}{2} D_\xi \right) v''^2 w' \right]' = 0. \quad (8)
 \end{aligned}$$

Досліджуються вільні коливання консольного стержня. Оскільки власні частоти лінійних коливань різняться суттєво, то коливання консольного стержня в двох площинах представимо так:

$$v(x, t) = q_1(t) \varphi(x); \quad w(x, t) = q_2(t) \varphi(x). \quad (9)$$

Рівняння в частинних похідних (8) дискретизуються за допомогою методу Бубнова-Гальоркіна. В результаті отримуємо динамічну систему з кінцевим числом ступенів свободи:

$$\begin{aligned}
 q_1 + q_1 + \varepsilon^2 (a_1 q_1 q_2^2 + a_2 q_1 q_1^2 + a_3 q_1 q_2^2 + a_5 q_1 q_2 q_2 - a_6 q_1^3) &= 0; \\
 q_2 + q_2 + \varepsilon^2 (b_1 q_1^2 q_2 + b_2 q_1^2 q_2 + b_3 q_2 q_2^2 - b_4 q_2^3) &= 0. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Для аналізу системи (10) використовується метод багатьох масштабів. Модуляційні рівняння мають такий вигляд:

$$a'_1 - \frac{1}{8} c_2 a_1 a_2^2 \sin \theta = 0; \quad \theta' + \frac{1}{4} (d_1 - c_3) a_1^2 + \frac{1}{4} (d_3 - c_1) a_2^2 + \frac{1}{4} (d_2 a_1^2 - c_2 a_2^2) \cos \theta = 0;$$

$$a_2' + \frac{1}{8}d_2a_1^2a_2 \sin \theta = 0, \quad (11)$$

де a_1, a_2, θ - невідомі дійсні функції, $c_1, c_2, c_3, d_1, d_2, d_3$ - відомі коефіцієнти рівнянь.

Становища рівноваги модуляційних рівнянь (11) описують періодичні коливання системи (10). Дослідимо нерухомі точки модуляційних рівнянь. Із аналізу нерухомих точок модуляційних рівнянь отримано скелетні криві вільних коливань (рис. 6), які є жорсткими. Це пов'язано з тим, що нелінійні співвідношення для кривизн роблять більший внесок в модель коливань у порівнянні з нелінійною інерційністю.

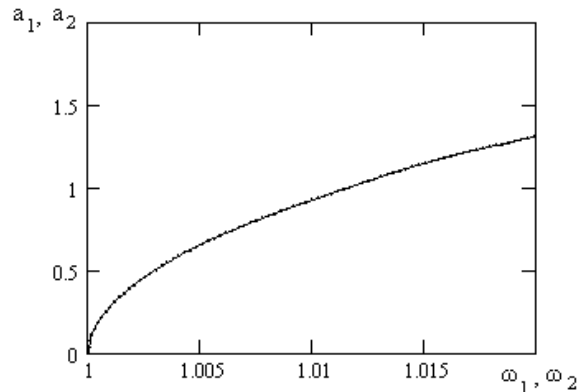


Рис. 6. Скелетні криві в безрозмірних параметрах

Теорія нелінійних коливань стержневих систем була застосована для аналізу динаміки ствола танкової гармати. Системи наведення і стабілізації танкового озброєння являють з себе системи управління, що призначені для наведення зняряддя на ціль і зберігання заданого напрямку ствола зняряддя при коливаннях корпусу танка, що рухається. При русі танку виникають коливання корпусу, башти і зняряддя, внаслідок чого знижується точність стрільби. При пружних коливаннях ствола танкової гармати вектор початкової швидкості снаряда змінює своє направлення і величину, що впливає на точність стрільби. Досвід експлуатації танків свідчить, що пружні коливання ствола зняряддя суттєво впливають на точність стрільби.

На рис. 7 представлена розрахункова схема ствола танкової гармати. Абсолютний рух ствола складається із переносного руху з кутовою швидкістю $\dot{\gamma}$ і відносного руху – пружних коливань, які описуються функцією $y(s, t)$.

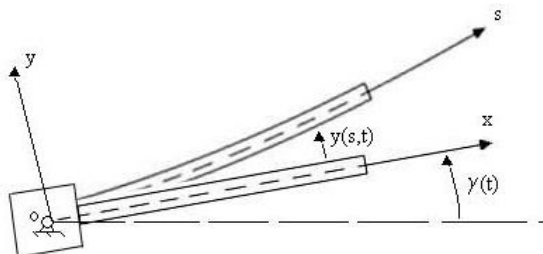


Рис. 7. Розрахункова схема ствола танкової гармати

Як впливає з експериментальних даних, коливання ствола відбуваються за першою формою коливань. Тому рух представимо так:

$$y(s, t) = f(t) \cdot \psi(s);$$

$$\psi(s) = K_2(\lambda)K_3\left(\lambda \frac{s}{l}\right) - K_1(\lambda)K_4\left(\lambda \frac{s}{l}\right),$$

де s – дугова координата нейтральної лінії деформованого стержня, l – довжина стержня, $\psi(s)$ – перша форма коливань консольного стержня, K_1, K_2, K_3, K_4 – функції Кривола. Для виводу рівнянь руху застосовано рівняння Лагранжа другого роду. Тоді рівняння руху системи мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{\gamma} + a_4 \dot{f} &= -a_5 M_{co}; \\ \dot{f} + a_1 \dot{\gamma} + EI a_2 (b_1 f - 2b_2 f^3) + a_3 (f^2 \dot{f} + f \dot{f}^2) &= 0; \\ T_y^2 \ddot{M}_{co} + 2\xi T_y \dot{M}_{co} + M_{co} &= \kappa_{2y} \kappa_{ym} (\kappa_{\gamma} \kappa_2 \dot{\gamma} + \kappa_{\gamma} \kappa_c \dot{\gamma}) \end{aligned} \quad (12)$$

де M_{co} – стабілізуючий момент, $\kappa_{2y}, \kappa_{ym}, \kappa_{\gamma}, \kappa_2, \kappa_{\gamma}, \kappa_c$ – коефіцієнти посилення системи управління, T_y – постійна часу, ξ – коефіцієнт демпфування. При розрахунках були прийняті наступні параметри системи: $l = 5\text{ м}$, $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $T_y = 0.05\text{ с}$, $\xi = 0.1$, $\kappa_{2y} \cdot \kappa_m = 80 \text{ НмВ}^{-1}$, $\kappa_2 = 10\text{ В}$, $\kappa_c = 20\text{ Вс}$, калібр ствола 125 мм, товщина стінки 21 мм. Результати розрахунків представлені на рис. 8, де показані пружні коливання ствола танкової гармати.

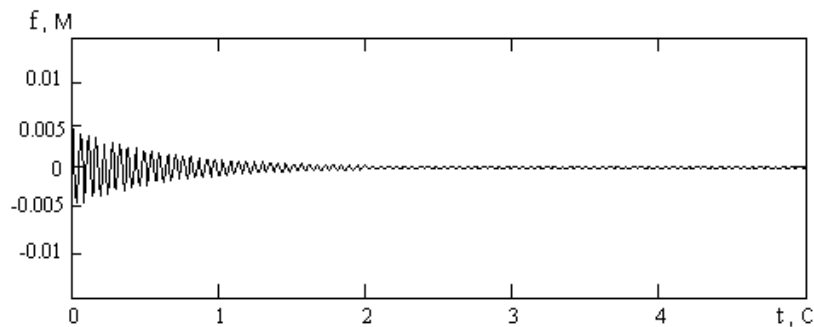


Рис. 8. Пружні коливання ствола танкової гармати

При русі танка розмах коливань ствола досягає 10 см. Стабілізувати ствол вдається приблизно за 2 секунди. Отож, у цій роботі отримана більш точна модель коливань ствола танкової гармати з урахуванням геометричної нелінійності та системи управління стабілізацією ствола. Досліджено перехідний процес стабілізації коливань ствола танкового знаряддя.

У четвертому розділі досліджуються способи гасіння коливань стержневих елементів конструкцій. Розглянуто гасіння вимушених коливань стержнів за допомогою ферми Мізеса, яка кріпиться до стержня (рис. 9). На стержень діє періодична поперечна сила. Ставиться задача погасити ці вимушені коливання за допомогою істотно нелінійного гасника, яким є ферма Мізеса. Такі коливання є небезпечними, якщо частота зовнішнього впливу близька до першої власної частоти коливань системи.

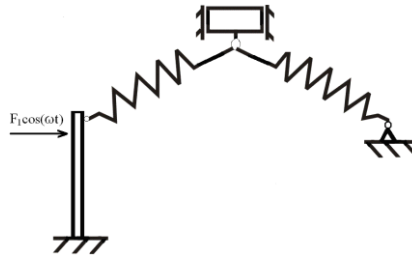


Рис. 9. Ферма Мізеса

Так як ставиться задача погасити коливання стержня по першій формі, то динаміку стержня можна описати дискретною системою з одним ступенем свободи. Досліджено коливання біля першої власної частоти стержня, оскільки цей режим є небезпечним. У результаті отримано дискретну систему з двома ступенями свободи. В режимі віброгасіння основна маса здійснює коливання з малими амплітудами, а ферма Мізеса пролискує між трьома положеннями статичної рівноваги. Рівняння руху системи мають такий вигляд:

$$u_1 + u_1 = \varepsilon \gamma \left\{ -u_1 \left[\frac{3}{2} c^2 (1 + s^2) - \frac{1}{2} \right] + \frac{15}{4} c s^2 u_1^2 + c \left(\frac{1}{2} + \frac{3}{4} s^2 \right) w_1^2 + \left(1 - \frac{9}{4} s^2 \right) u_1 w_1^2 + \left(\frac{5}{2} - \frac{15}{4} s^2 \right) u_1^3 \right\} + \varepsilon f \cos \omega t; \quad (13)$$

$$\ddot{w}_1 + p^2 w_1 \left[-s^2 \left(1 + \frac{3}{4} s^2 \right) - c \left(1 + \frac{3}{2} s^2 \right) u_1 - \left(1 - \frac{9}{4} s^2 \right) u_1^2 + \left(1 + \frac{3}{2} s^2 \right) w_1^2 \right] = 0.$$

Знайдено рухи, коли основна маса здійснює коливання з малими амплітудами, а ферма Мізеса пролискує між трьома положеннями статичної рівноваги. Коливання (13) подамо у вигляді моногармонічного наближення:

$$u_1 = A \cos \omega t, \quad w_1 = B \cos \omega t. \quad (14)$$

Отримана амплітудно-частотна характеристика зображена на рис. 10. По осі абсцис відкладається параметр розладу σ , який визначається з безрозмірного співвідношення $\omega^2 = 1 - \varepsilon \sigma$. Суцільною лінією показано стійкі коливання, а пунктирною – нестійкі.

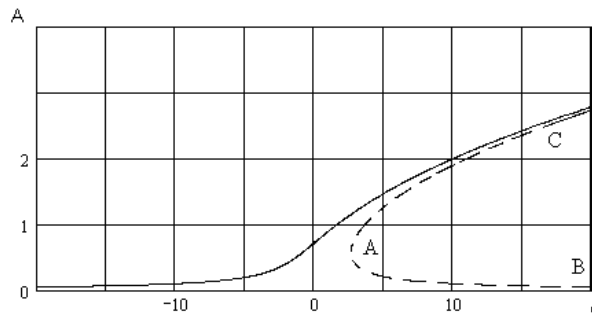


Рис. 10. Амплітудно-частотна характеристика системи

В роботі знайдено режим віброгасіння, коли основна система здійснює коливання з малими амплітудами, а ферма Мізеса з великими. Такі рухи є стійкими.

Надзвичайно важливою областю застосування як пасивних, так і активних засобів гасіння, є віброізоляція людини-оператора. Великого поширення набули системи віброізоляції з направляючими механізмами, які забезпечують зниження вібрації, як правило, у вертикальному напрямку. В якості таких систем можуть використовуватися підресорені сидіння і віброізолюючі платформи. У роботі в якості моделі сидіння будівельної або дорожньої

машини розглядається стержнева конструкція з приєднаним до неї істотно нелінійним механічним гасником коливань зі зворотним зв'язком (рис. 11).

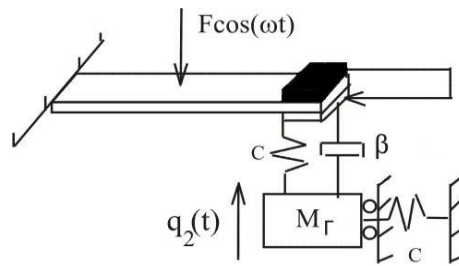


Рис. 11. Стержень з напівактивним гасником коливань

До основної підсистеми (стержня) кріпиться нелінійний гасник маси M_2 ; його пружина має жорсткість c , а коефіцієнт лінійного демпфування β . Маса гасника суттєво менша маси основної підсистеми. Стержень і гасник охоплюються ланцюгом нелінійного зворотного зв'язку. На кінці стержня встановлюється датчик, який видає сигнал, пропорційний відхиленню об'єкта від положення рівноваги, на виконуючий механізм. Виконуючий механізм переміщує масу на відповідну відстань, тим самим компенсуючи відхилення. Отже, стержень здійснює вимушені коливання під дією періодичної зосередженої сили. Передбачається, що частота вимушених коливань близька до першої власної частоти вільних коливань стержня. Рівняння руху системи зі зворотним зв'язком мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{q}_1 + q_1 + a_1(2q_1 - q_2) - a_2q_2 &= f \cos(\omega t) + \alpha_1 a_4 \dot{q}_1^2; \\ \ddot{q}_2 - b_1(2q_1 - q_2) - b_2(2q_1 - q_2) + b_3q_2^3 &= \alpha_2 b_4 q_1 q_2. \end{aligned} \quad (15)$$

Для дослідження коливань цієї системи застосовано метод гармонічного балансу. Амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) коливань цієї системи подано на рис. 12. На рис. 12 показано АЧХ системи з гасником і без нього. АЧХ без гасника відповідає піку біля $\omega = 1$.

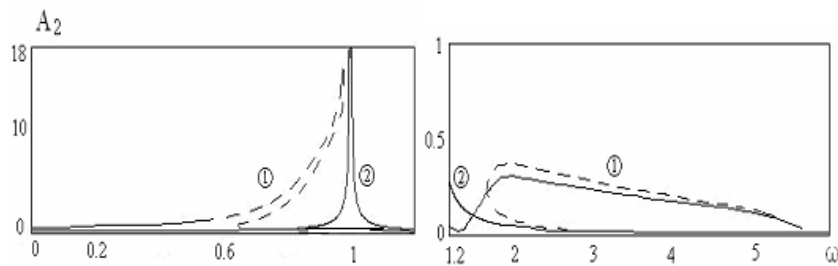


Рис. 12. Амплітудно-частотна характеристика

Із аналізу АЧХ випливає, що в присутності гасника основний резонанс суттєво зрушується, більш того, він стає нестійким.

Далі розглянуто ще один тип гасника, в якому зворотний зв'язок здійснюється по координатах. Тоді рівняння руху системи будуть мати такий вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{q}_1 + q_1 + a_1(2q_1 - q_2) - a_2q_2 &= f \cos(\omega t) + \alpha_1 a_4 \dot{q}_1^2; \\ \ddot{q}_2 - b_1(2q_1 - q_2) - b_2(2q_1 - q_2) + b_3q_2^3 &= \alpha_2 b_4 q_1 q_2. \end{aligned} \quad (16)$$

Результати розрахунку АЧХ представлено на рис. 13. На рис. 13 також наведено характеристику лінійної системи без гасника (суцільною лінією).

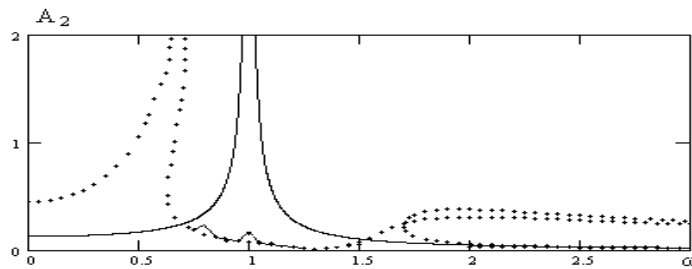


Рис. 13. Амплітудно-частотна характеристика

Таким чином, розроблено два методи напівактивного гасіння коливань. Ці методи засновані на додаванні в систему осцилятора, охопюваного зворотним зв'язком. Для дослідження рухів у системах з напівактивними гасниками застосовується метод гармонійного балансу. Режим гасіння, при якому гасник здійснює коливання з великою амплітудою, а основна система практично не має коливань, існує при зворотному зв'язку по швидкостях і по координатах.

ВИСНОВКИ

У дисертації вирішені актуальні та практично важливі завдання: розроблені методи аналізу та гасіння нелінійних коливань стержневих елементів машин в умовах геометрично нелінійного деформування; здійснено аналіз та гасіння нелінійних коливань стріли маніпулятора та ствола танкової гармати з урахуванням геометричних нелінійностей. Основні наукові та практичні результати виконаних досліджень є наступними.

1. За допомогою принципу Остроградського-Гамільтона отримано узагальнені нелінійні рівняння в частинних похідних, що описують згинно-згинно-крутильні коливання стержнів при їх геометрично нелінійному деформуванні з урахуванням депланації довільного поперечного перерізу при розбіжності центрів тяжіння і згину. За методом Бубнова-Гальоркіна отримана нелінійна дискретна модель коливань закручених стержнів великої розмірності з урахуванням депланації поперечного перерізу.

2. Розроблено метод дослідження коливань систем з великим числом ступенів свободи, в основу якого покладено поєднання нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра і метода багатьох масштабів.

Дослідженнями скелетних кривих коливань закручених стержнів і поверхонь нелінійних нормальних форм встановлено, що при м'якій скелетній кривій більший внесок в процеси коливань закручених стержнів вносить нелінійна інерційність, а при жорсткій – геометрична нелінійність. Урахування депланації поперечних перерізів призводить до превалювання вкладу доданків в рівняннях коливань, що описують нелінійну інерційність.

3. За чисельно-аналітичними розрахунками встановлено закономірності нелінійних коливань стріли маніпулятора: скелетні криві вільних нелінійних просторових коливань руки маніпулятора є жорсткими, що дозволяє при

проектуванні подібних маніпуляторів одержувати якісні оцінки впливу зміни частоти на амплітуди коливань.

Виконано аналіз коливань ствола танкової гармати з урахуванням геометричної нелінійності, досліджено процес затухання коливань. Показано, що приблизно за дві секунди перехідні процеси в стволі танкової гармати затухнуть.

4. За поєднанням методу гармонічного балансу, асимптотичної процедури методу багатьох масштабів і методу продовження розв'язку по параметру встановлено можливість гасіння коливань основної лінійної підсистеми за допомогою ферми Мізеса та два види рухів в нелінійній системі, які реалізують ефективне гасіння коливань.

На основі розрахункових даних аналізу нелінійних коливань систем великої розмірності в роботі запропоновано ефективний метод напівактивного гасіння коливань стержнів за рахунок приєднання системи з одним ступенем свободи, яка охоплюється зворотним зв'язком. Отримані амплітудно-частотні характеристики свідчать о значному зниженні амплітуд коливань.

5. Результати аналізу коливань лопаті вертольота впроваджено в Мічиганському Університеті (США, Анн Арбор), а методи гасіння коливань, що розроблені в дисертації, на науково-виробничому підприємстві “Хартрон-Аркос”, м. Харків. Результати дисертаційної роботи використано в навчальному процесі на інженерно-фізичному факультеті НТУ “ХПІ”.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Галас О.С. Анализ вынужденных колебаний системы с двумя степенями свободы, содержащей существенно нелинейный виброгаситель / С.Н. Решетникова, О.С. Галас // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – Т.1. – № 12. – С. 103-110.

Здобувачу належить аналіз рівнянь руху за допомогою метода гармонійного балансу.

2. Галас О.С. Нелинейные упругие колебания ствола танковой пушки / О.С. Галас, К.В. Аврамов // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2004. – № 2. – С. 21-26.

Здобувачу належить вивід рівнянь руху системи із урахуванням нелінійної кривизни та нелінійної інерційності.

3. Галас О.С. Уравнения колебаний манипулятора / О.С. Галас, К.В. Аврамов // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 1. – С. 13-18.

Здобувачу належить вивід рівнянь руху маніпулятора.

4. Галас О.С. Просторові нелінійні коливання гнучкого стрижня / О.С. Галас, К.В. Аврамов // Машинознавство. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2006. – № 3 (105). – С. 28-32.

Здобувачу належить побудова моделі коливань та асимптотичний аналіз.

5. Галас О.С. К активному гашению колебаний упругих систем / О.С. Галас, К.В. Аврамов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 21. – С. 49-55.

Здобувачу належить вивід рівнянь руху та аналіз коливань за допомогою асимптотичних методів.

6. Галас О.С. Метод активного гасіння коливань стрижнів / О.С. Галас, К.В. Аврамов // Машинознавство. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2006. – № 4. – С. 30-32.

Здобувачу належить розробка напівактивного методу гасіння коливань стержневих елементів машин.

7. Галас О.С. Модель геометрически нелинейных изгибно-изгибно-крутильных колебаний вращающихся стержней с учетом деформации поперечного сечения / К.В. Аврамов, О.С. Галас, К. Пьер // Проблемы машиностроения. – Харків: ПМАШ ім. А.М. Підгорного. – 2007. – № 2. – С. 48-54.

Здобувачу належить вивід рівнянь руху із урахуванням деформації поперечного перетину.

8. Галас О.С. Анализ нелинейных изгибно-изгибно-крутильных колебаний вращающихся закрученных стержней с учетом деформации поперечного сечения / К.В. Аврамов, О.С. Галас, О.К. Морачковский, К. Пьер // Проблемы прочности. – Київ: ІПМ НАН України. – 2009. – № 2. – С. 112-124.

Здобувачу належить вивід рівнянь руху із урахуванням деформації поперечного перетину та побудова дискретної моделі.

9. Галас О.С. Дослідження динаміки пружної системи, що містить істотно нелінійний гаситель, з використанням теорії нелінійних нормальних коливань / О.С. Галас // Шоста Всеукраїнська студентська наукова конференція з прикладної математики та інформатики, 17-18 квітня, 2003р.: тези доп. – Львів, ЛНУ 2003. – С. 123-124.

10. Galas O. Flexural-flexural-torsional nonlinear oscillations of pre-twisted rotating beams with asymmetrical cross section / K.V. Avramov, C. Pierre, N. Shyriaieva, O. Galas // Міжнародна конференція “Актуальні проблеми прикладної математики та механіки”: тези доп. – Харків, 2006. – С. 105.

Здобувачу належать чисельні розрахунки нелінійних коливань стержневих елементів машин.

11. Галас О.С. Изгибно-изгибно-крутильные колебания закрученных вращающихся стержней переменного поперечного сечения/ К.В. Аврамов, Н.В. Ширяева, О.С. Галас // 14-та Міжнародна наукова конференція вчених України, Білорусі, Росії, 11-15 вересня, 2006р.: тези доп. – Севастополь, 2006. – С. 67-70.

Здобувачу належить аналіз коливань за допомогою аналітичних та чисельних методів.

12. Галас О.С. Модели изгибно-изгибно-крутильных колебаний лопастей вертолетов в аварийных ситуациях/ К.В. Аврамов, Н.В. Ширяева, О.С. Галас // V міжвузівська науково-практична конференція “Можливості використання методів механіки для розв’язання питань безпеки в умовах надзвичайних ситуацій”: тези доп. – Харків, 2006. – С. 10-11.

Здобувачу належить побудова моделі нелінійних коливань стержневої системи.

13. Galas O. Nonlinear oscillations of pre-twisted rotating beams with asymmetrical cross section/ K. Avramov, C. Pierre, O. Morachkovski, N. Shyriaieva, O. Galas // 9th Conference on Dynamical systems - Theory and Application: proc. – Lodz, 2007. – P. 77-84.

Здобувачу належить урахування депланації в моделі коливань стержнів.

14. Galas O. Nonlinear flexural-flexural-torsional vibrations of rotating beams/ K. Avramov, C. Pierre, O. Morachkovski, N. Shyriaieva, O. Galas // Третя Міжнародна науково-технічна конференція “Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні”, 29-31 травня, 2007р.: тези доп. – Київ, 2007. – С. 221-223.

Здобувачу належать чисельні розрахунки нелінійних коливань стержнів, що обертаються.

15. Galas O. Flexural-flexural-torsional nonlinear vibrations of pre-twisted rotating beams with asymmetric cross section/ K.V. Avramov, O.K. Morachkovski, C. Pierre, O. Galas, N. Shyriaieva // The Second International Conference Nonlinear Dynamics, September 25-28, 2007y: proc. – Kharkiv, 2007. – P. 17-21.

Здобувачу належить урахування депланації в моделі коливань та аналіз коливань за допомогою методів нелінійних нормальних форм та багатьох масштабі.

16. Galas Oleg. Flexural-flexural-torsional nonlinear vibrations of pre-twisted rotating beams / Konsantin V. Avramov, Oleg K. Morachkovski, Christophe Pierre, Oleg Galas, Natalia Shyriaieva // Nonlinear Dynamics of Composite and Smart Structures, Euromech Colloquium 498: proc. – Lublin, 2008. – P.76-81. *Здобувачу належить побудова моделі коливань стержнів та чисельні розрахунки.*

АНОТАЦІЇ

Галас О.С. Розробка методів аналізу та гасіння нелінійних коливань стержневих елементів машин. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2012.

У дисертаційній роботі отримано рівняння нелінійних згинно-згинно-крутильних коливань стержнів довільного поперечного перерізу із урахуванням депланації. Передбачається, що центри тяжіння та згину поперечного перерізу знаходяться у різних точках. Отримана та обґрунтована нелінійна модель з кінцевим числом ступенів свободи. Ця система була отримана методом Бубнова-Гальоркіна.

Для дослідження нелінійних коливань закрученого стержня було застосовано метод нелінійних нормальних форм Шоу-П'єра в поєднанні з методом багатьох масштабів. Побудовано скелетні криві вільних коливань лопаті та поверхні нелінійних нормальних форм. Урахування депланації призводить до превалюючого внеску нелінійної інерційності в модель коливань, а без урахування депланації в моделі коливань стержня превалює геометрична нелінійність.

Досліджено нелінійні коливання руки маніпулятора як пружного стержня. Отримано рівняння нелінійних просторових коливань стержня із урахуванням умови нерозтяжності нейтральної лінії. Скелетні криві вільних коливань є жорсткими, оскільки більший внесок в коливання робить геометрична нелінійність. В результаті розрахунків і визначення типу скелетної кривої отримано можливість якісної оцінки впливу зміни частоти на амплітуди коливань при проектуванні подібних маніпуляторів.

Досліджено можливість гасіння згинних коливань стержня за допомогою ферми Мізеса. В роботі розглянуто два види руху в нелінійній системі, які реалізують ефективне гасіння коливань.

Запропоновано метод напівактивного гасіння коливань. Отримані амплітудно-частотні характеристики систем з напівактивним гасителем свідчать про значне зниження амплітуд коливань.

Ключові слова: нелінійні коливання, динамічні процеси, захист машин, стержневі конструкції, депланація, нелінійне деформування, гасіння коливань.

Галас О.С. Разработка методов анализа и гашения нелинейных колебаний стержневых элементов машин. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2012. В диссертационной работе получены уравнения нелинейных изгибно-изгибно-крутильных колебаний стержня произвольного поперечного сечения с учетом депланации. Предполагается, что центры тяжести и изгиба поперечного сечения находятся в разных точках. Получена и обоснована дискретная модель стержня с шестнадцатью степенями свободы. Для дискретизации системы, колебания раскладываются в ряд по собственным формам линейных изгибно-изгибно-крутильных колебаний незакрученного стержня. Из анализа собственных частот линейных колебаний вращающегося закрученного стержня следует, что собственные частоты 16-я и более высокие чрезвычайно велики. Были проведены расчеты нелинейных колебаний с 5, 10, 14, 16 степенями свободы. Из условий сходимости расчетов была выбрана модель с 16 степенями свободы. Дискретизация проводилась по методу Бубнова-Галеркина.

Получена функция кручения стержня, которая определяет депланацию поперечного сечения. Численный анализ показал, что при статическом деформировании, вследствие действия центробежных сил, закрученный стержень раскручивается.

Для исследования нелинейных колебаний лопасти вертолета был применен метод нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера в комбинации с методом многих масштабов. Построены скелетные кривые свободных колебаний лопасти и поверхности нелинейных нормальных форм. Учет депланации приводит к превалирующему вкладу нелинейной инерционности в колебания, а без учета депланации в колебаниях стержня превалирует геометрическая нелинейность.

Применение метода нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера к анализу динамических систем большой размерности является чрезвычайно эффективным, так как этот алгоритм сводится к системе линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов рядов Тейлора нелинейной нормальной формы. Матрица системы линейных алгебраических уравнений является разряженной. Поэтому эта система легко решается аналитически.

Благодаря сочетанию метода нелинейных нормальных форм и метода многих масштабов получены простые аналитические формулы для расчета скелетных кривых свободных колебаний динамических систем с большим числом степеней свободы. Метод нелинейных нормальных форм Шоу-Пьера хорошо адаптируем для анализа нелинейных колебаний механических систем с достаточно общим видом нелинейности.

Исследованы нелинейные колебания руки манипулятора как упругого стержня. Выведены уравнения нелинейных пространственных колебаний стержня с учетом условия нерастяжимости нейтральной линии. Скелетные кривые свободных колебаний являются жесткими, так как большой вклад в колебания вносит геометрическая нелинейность. В результате расчетов и определения типа скелетной кривой получена возможность качественной оценки влияния изменения частоты на амплитуды колебаний при проектировании подобных манипуляторов. Получена нелинейная модель колебаний ствола танковой пушки, которая учитывает нелинейную инерционность и нелинейную кривизну. В модели была учтена система наведения пушки на цель. Исследован процесс затухания колебаний ствола танковой пушки. Показано, что приблизительно за 2 секунды переходные процессы в пушке затухнут.

Исследована возможность гашения изгибных колебаний балки с помощью присоединения к системе фермы Мизеса. В режиме виброгашения основная масса совершает колебания с малыми амплитудами, а ферма Мизеса прощелкивает между тремя положениями статического равновесия. Показано, что такие движения являются устойчивыми.

Разработаны два метода полуактивного гашения колебаний. Эти методы основаны на добавлении в систему осциллятора с одной степенью свободы, охватываемого обратной связью. Для исследования движений в системах с полуактивными гасителями применяется метод гармонического баланса и оценивается устойчивость движений по Ляпунову. Представленные в работе амплитудно-частотные характеристики систем с полуактивным гасителем

свидетельствуют о значительном снижении амплитуд колебаний в рабочем диапазоне частоты возмущающего воздействия.

Ключевые слова: нелинейные колебания, динамические процессы, защита машин, стержневые конструкции, депланация, нелинейное деформирование, гашение колебаний.

Galas O.S. Development of methods of analysis and extinguishing of nonlinear vibrations of the bar elements of machines. – On The Manuscript.

The thesis is presented for a Candidate Degree of Technical Science by speciality 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines. National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2012.

In dissertation work equations of nonlinear flexural-flexural-torsional vibrations of bar of arbitrary transversal section are taught taking into account wrapping. It is assumed that centres of gravity and bend of transversal section are in different points. Discrete model of bar with sixteen degrees of freedom was obtained and grounded. Discretization was conducted by Bubnov-Galerkin method.

For research of nonlinear vibrations of helicopter blade the method of the nonlinear normalized forms of Shaw-Pierre was applied in combination with the method of multiple scales. The skeletal curves of free vibrations of blade and surfaces of the nonlinear normalized forms are built. The account of wrapping results in the predominating contribution of nonlinear inertia to the vibrations, and without the account of wrapping geometrical nonlinearity predominates in the vibrations of bar.

The nonlinear vibrations of hand of manipulator are probed as a resilient bar. Equations of nonlinear spatial vibrations of bar are shown out taking into account the condition of untensility of neutral line. Skeletal curves of free vibrations are hard, because a greater contribution to the vibrations brings in geometrical nonlinearity.

Possibility of extinguishing of flexural vibrations of bar is probed by the farm of Mizes. Two types of motions in the nonlinear system, which will realize the effective extinguishing of vibrations, are considered in the work. The method of the semiactive extinguishing of vibrations is offered. Obtained frequency responses of the systems with a semiactive extinguisher, testify to the considerable decline of amplitudes of vibrations.

Key words: Nonlinear oscillations, dynamical processes, the protection of vehicles, the rod constructions, warping, nonlinear deformation, vibration damping.



Галас Олег Сергійович

Розробка методів аналізу та гасіння нелінійних коливань стержневих елементів машин

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск:
к.т.н., доц. Шипуліна Л.В.

Підписано до друку 06.04.2012 р. Формат 60x90 1/16.
Папір офсетний. Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman.
Умовн. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. № 030370

Надруковано у СПДФО Ізраїлев Є.М.
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001р.
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 16