МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

Видається з 1964 р.

№ 556

ДИНАМІКА, МІЦНІСТЬ ТА ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН І ПРИЛАДІВ

Відповідальний редактор – проф., д-р техн. наук І.В. Кузьо

Львів
Видавництво Національного університету "Львівська політехніка"
2006

УДК 621.8:536.3

У Віснику опубліковані результати науково-дослідних робіт професорсько-викладацького складу інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету "Львівська політехніка". Розглянуті питання динаміки та міцності елементів машин, приладів і транспортних засобів, а також створення й розрахунку перспективного технологічного устаткування.

Призначений для наукових та інженерно-технічних працівників відповідних галузей промисловості.

Рекомендовано Вченою радою Національного університету "Львівська політехніка"
(протокол № 44 засідання від 31.01.2006 р.)

Редакційна колегія:

проф., д-р техн. наук І.В. Кузьо (відп. редактор);
проф., канд.техн. наук В.Т. Павлище (заст. відп. редактора);
доц., канд.техн. наук В.М. Гелетій (відп. секретар);
проф., д-р техн. наук П.М. Гащук;
доц., д-р техн. наук. І.А. Вікович;
проф., д-р техн. наук. Б.І. Кіндрацький;
доц., д-р техн. наук Л.В. Крайник;
проф., д-р техн. наук В.О. Малащенко;
проф., д-р фіз.-мат наук В.А. Осадчук;
проф., канд. техн. наук В.М. Палаш;
проф., д-р техн. наук Б.І. Сокіл;
проф., д-р техн. наук З.А. Стоцько;
проф., д-р техн. наук Є.Ю. Форнальчик;
проф., д-р техн. наук Є.В. Харченко

Адреса редколегії:
Національний університет "Львівська політехніка",
вул. С. Бандери, 12, 79013, Львів-13

© Національний університет
"Львівська політехніка", 2006

За результатами аналізу можна зробити висновок, що вибором наповнювача оболонки з відповідними теплофізичними характеристиками можна суттєво впливати на розподіл напружень у циліндричній оболонці та на величину її критичних параметрів під час контактного зварювання. Зокрема, збільшуючи теплопровідніть наповнювача, можна зменшити колові стискувальні зусилля N_β (рис.1) і тим самим підвищити стійкість термопружної рівноваги оболонки (рис. 2).

1. Вольмир А.С. Устойчивость упругих систем. – М.: Физматгиз. 1963. – 984 с. 2. Григолюк Э.И., Кабанов В.В. Устойчивость оболочек. – М.: Наука, 1978. – 360 с. 3. Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин В.В. Расчет оболочек с упругим заполнителем. – М.: Наука, 1987. – 260 с. 4. Огибалов П.М., Грибанов В.Ф. Термоустойчивость пластин и оболочек. – М.: Изд. МГУ, 1968. – 696 с. 5. Куршин Л.М. Об устойчивости при нагреве цилиндрической оболочки с холодными диафрагмами // Тепловые напряжения в элементах конструкций. Вып. 3. – К., – С. 211–219. 6. Мяченков В.И., Пахомова Л.А. Локальная устойчивость цилиндрических оболочек при нагреве // Механика твердого тела. – 1968. № 2. – С. 130–139.7. Подстригач Я.С., Воробец Б.С., Чернуха Ю.А. Устойчивость сжатой цилиндрической оболочки с покрытием и заполнителем при локальном нагреве // Математические методы и физико-механические поля. – 1984. – Вып. 19. – С. 58–62. 8. Лампика Р.В., Чернуха Ю.А. О теплопроводности облучаемых многослойных оболочек с заполнителем // Термомеханические процессы в кусочнооднородных элементах конструкций: Сб. научн. тр. – К., 1978. – С. 155–158.

УДК 621.873.01

А.М. Петренко
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра опору матеріалів

ВПЛИВ ВЗАЄМНОГО РОЗТАШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРІЛИ КОЛІНЧАСТОГО ПІДІЙМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ НА КУТОВУ ЖОРСТКІСТЬ МЕХАНІЗМУ ПІДНІМАННЯ ВЕРХНЬОЇ СЕКЦІЇ

© *Петренко А. М., 2006*

Досліджено вплив кута між осями секцій стріли колінчастого підіймального пристрою на зведену кутову жорсткість механізму підіймання верхньої секції. Формулу для визначення зведеної жорсткості одержано у вигляді добутку лінійної жорсткості гідроциліндра з трубопроводом і змінного коефіцієнта. Показано, що максимальне значення досліджуваного параметра може в декілька разів перевищувати його мінімальне значення, що істотно впливає на динаміку підіймального пристрою. Характер зміни зведеної жорсткості у процесі підіймання верхньої секції стріли суттєво залежить від розташування осей шарнірів, що з'єднують елементи підіймального механізму з секціями стріли.

Influence of a corner between axes of sections boom of the elbow the elevating device on the resulted angular rigidity of the mechanism of rise of the top section is investigated. The formula for definition of the resulted rigidity it is received as product of linear rigidity of the hydrocylinder with the pipeline and variable factor. It is shown, that the maximal value of the researched parameter can in exceed some times its minimal value, that essentially influences dynamics of the elevating device. Character of change of the resulted rigidity during rise of the top section boom essentially depends from disposition axes of hinges to which help elements of the elevating mechanism with sections of the boom are connected.

Вступ. У багатьох мобільних підіймально-транспортних пристроях, роботах-маніпуляторах, екскаваторах, бульдозерах, сільськогосподарських машинах тощо використовують стріли у вигляді

складених металоконструкцій, секції яких шарнірно зв'язані між собою [1, 3, 6]. Одна з цих секцій шарнірно з'єднується з основою машини. Для підіймання чи опускання стріли як єдиного цілого, а також для зміни взаємного розташування її секцій здебільшого слугує гідравлічний привід з виконавчими органами у вигляді гідроциліндрів [5, 12]. У більшості випадків гідроциліндри шарнірно з'єднують корпусом і штоком безпосередньо з елементами машини, для зміни взаємного положення яких вони призначені. Винятком є механізм підіймання верхньої секції стріли колінчастого підіймального пристрою, в якому шток з металоконструкцією стріли з'єднується за допомогою важелів, що полегшує приведення стріли з неробочого стану в робочий [8].

Під час дослідження динаміки складених стрілових конструкцій виникає потреба урахування пружно-інерційних властивостей гідроприводу, обумовлених стисливістю рідини та її рухом у трубопроводах. Труднощі аналізу взаємодії елементів системи пов'язані з нелінійною залежністю відносного обертального переміщення секцій від лінійного переміщення штока гідроциліндра. Саме тому в літературі значну увагу приділяють питанням механіки підіймально-транспортних і технологічних машин, обладнаних складеними стріловими металоконструкціями. Досліджуються, зокрема, геометричні властивості руху секцій стрілових конструкцій [3, 13], детально вивчаються пружно-інерційні і дисипативні характеристики гідроприводів [2, 5, 14], у працях [4, 9, 12] нелінійні властивості елементів гідроприводу враховують для побудови математичних моделей динамічних процесів у підіймальних пристроях. Значну увагу приділяють питанням оптимізації режимів руху машин і механізмів [7].

Із застосуванням технічної теорії згину у праці [10] побудовано математичну модель вільних коливань двосекційної стріли колінчастого підіймального пристрою. З урахуванням деформацій зсуву і інерції повороту поперечних перерізів секцій згідно з теорією балок С. П. Тимошенка згадану модель поширено на випадок коротких секцій, або секцій, виконаних у вигляді складених металоконструкцій [11]. Однак, вплив геометричних параметрів механізму підіймання верхньої секції стріли на його зведену кутову жорсткість та на динамічні характеристики механічної системи є маловивченим і потребує детальнішого розгляду.

Метою статті є визначення зведеної кутової жорсткості механізму підіймання верхньої секції стріли колінчастого підіймального пристрою та дослідження впливу на цю жорсткість взаємного розташування секцій і розташування шарнірів кріплення важелів механізму до елементів металоконструкції.

Визначення зведеної кутової жорсткості механізму. З'єднані частини двох секцій та механізм підіймання верхньої секції стріли колінчастого підіймального пристрою зображено на рис. 1. Нижня секція нахилена до горизонту під кутом α_1, а верхня – під кутом α_2, кут між осями секцій становить $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$. Секції розглядатимемо як абсолютно тверді тіла. Якщо нижню секцію закріпити нерухомо, а до верхньої прикласти пару сил моментом M, то на зображену частину нижньої секції діятиме такий самий за абсолютним значенням, але напрямлений у протилежний бік реактивний момент. Завдяки податливості гідравлічної системи, що містить гідроциліндр з трубопроводом, верхня секція повернеться відносно шарніра C на кут $\Delta\alpha$.

Кутова жорсткість механізму піднімання верхньої секції

$$c_\alpha = \frac{M}{\Delta\alpha}. \tag{1}$$

Для встановлення зв'язку моменту M із силою стиску гідроциліндра F розглянемо рівновагу важільного механізму $BCDE$ (рис. 2).

Проектуючи сили, що діють на вузол E, на вісь x, одержуємо

$$F_{DE} = \frac{F\sin\gamma}{\cos(\pi/2-\delta)}. \tag{2}$$

З умови рівноваги ланки CD знаходимо

$$M = F_{ED} r\cos(\pi/2-\delta). \tag{3}$$

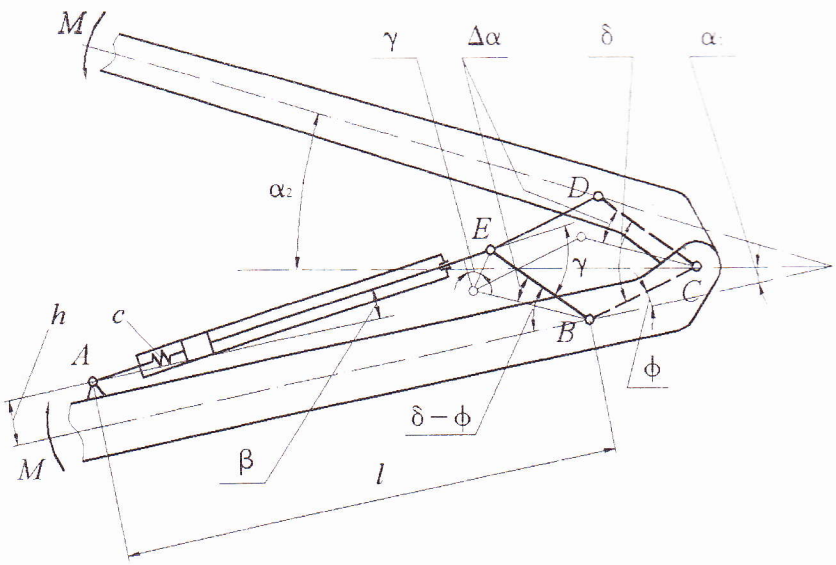

Рис. 1. Схема механізму піднімання верхньої секції стріли колінчастого підіймального пристрою

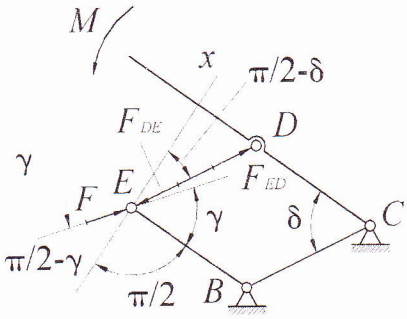

Рис. 2. Схема зусиль для встановлення взаємозв'язку моменту M і сили штока гідроциліндра F

Взявши до уваги, що $F_{ED} = F_{DE}$, після підстановки залежності (2) до виразу (3) одержимо

$$M = Fr\sin\gamma\,. \tag{4}$$

Аналізуючи переміщення ланок і шарнірних вузлів механізму *ABCDE*, записуємо

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta_s}{r\sin\gamma}, \tag{5}$$

де Δ_s – переміщення штока гідроциліндра.

З урахуванням залежностей (1), (4) і (5) визначаємо зведену кутову жорсткість механізму підіймання верхньої секції стріли

$$c_\alpha = cr^2\sin^2\gamma\,, \tag{6}$$

де $c = F/\Delta_s$ – лінійна жорсткість гідроциліндра .

Для того, щоб визначити кут γ, що фігурує у формулі (6), як функцію кута α запишемо геометричне співвідношення, яке випливає з рис. 1:

$$h + [l - r\cos(\delta-\varphi)]\,\mathrm{tg}\,\beta = r\sin(\delta-\varphi)\,, \tag{7}$$

звідки

$$\beta = \mathrm{arctg}\,\frac{r\sin(\delta-\varphi)-h}{l - r\cos(\delta-\varphi)}\,. \tag{8}$$

Кут γ знаходимо у вигляді

$$\gamma = \delta - \varphi + \beta . \tag{9}$$

Підставляючи залежність (8) до формули (9), одержуємо

$$\gamma = \delta - \varphi + \operatorname{arctg} \frac{r \sin(\delta - \varphi) - h}{l - r \cos(\delta - \varphi)} . \tag{10}$$

Кут δ подаємо у вигляді

$$\delta = \delta_0 + \alpha , \tag{11}$$

де δ_0 – значення кута δ, у випадку, коли стріла знаходиться у складеному положенні, тобто, коли $\alpha = 0$.

Для визначення кута δ_0 розглянемо з'єднання секцій у складеному положенні стріли (рис. 3). Для цього положення запишемо геометричне співвідношення

$$\delta_0 = 2 \arcsin \frac{BD}{2r} , \tag{12}$$

причому

$$BD = \frac{a}{\cos \psi} , \tag{13}$$

де a – перепад висот осей шарнірів B і D у складеному положенні стріли; ψ – кут між лінією осей шарнірів B і D та вертикаллю. Геометричні параметри a і ψ позначені на рис. 3.

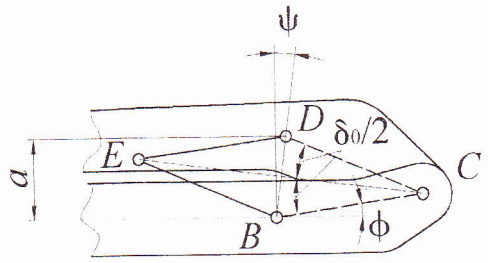

Рис. 3. Схема для визначення кута між ланками BC і CD у складеному положенні стріли

Кут ψ знаходимо у вигляді

$$\psi = \frac{\delta_0}{2} - \varphi . \tag{14}$$

Із сумісного розгляду залежностей (12) – (14) одержуємо трансцендентне рівняння

$$\delta_0 = 2 \arcsin \frac{a}{2r \cos\left(\frac{\delta_0}{2} - \varphi\right)} , \tag{15}$$

з якого числовим методом визначаємо кут δ_0.

Зауважимо, що коли виконується співвідношення $\psi = 0$, тобто, $\cos \psi = 1$, залежність (13) набуває вигляду

$$BD = a. \tag{16}$$

У цьому випадку необхідність розв'язування трансцендентного рівняння (15) відпадає, оскільки з (12), (14) та (16) одержуємо формулу для обчислення кута δ_0:

$$\delta_0 = 2 \arcsin \frac{a}{2r} . \tag{17}$$

Формулу (6) для визначення зведеної кутової жорсткості механізму підіймання верхньої секції стріли подаємо у вигляді

$$c_\alpha = k_c c, \tag{18}$$

де k_c – коефіцієнт зведення жорсткості:

$$k_c = r^2 \sin^2 \gamma. \tag{19}$$

Результати розрахунку та висновки. Для прикладу визначимо за формулою (19) з урахуванням залежностей (8), (9) коефіцієнт зведення жорсткості механізму підіймання верхньої секції стріли колінчастого підіймального пристрою BRONTO SKYLIFT 30–3 вантажністю 3500 Н. Вихідні дані: r = 1,02 м; l = 3,62 м; h = 0,316 м. Кут α змінювали в межах від 0^0 до 80^0, а кут φ – в межах від 0^0 до 40^0.

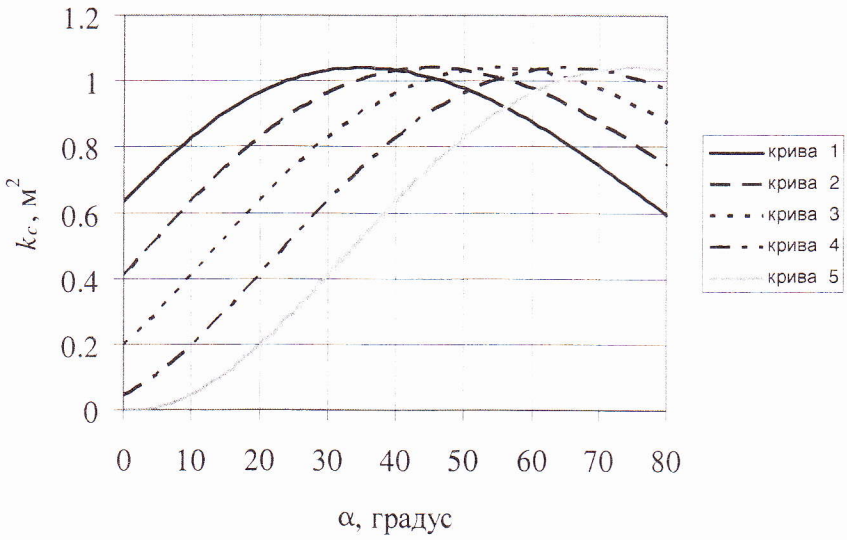

Рис. 4. Залежності коефіцієнта зведення жорсткості гідроциліндра з трубопроводом від кута між осями секцій стріли, одержані для φ = 0° (крива 1), φ = 10° (крива 2), φ = 20° (крива 3), φ = 30° (крива 4), φ = 40° (крива 5)

Результати розрахунку подано на рис. 4. Як видно з графічних залежностей, на зведену кутову жорсткість механізму підіймання верхньої секції стріли суттєво впливає взаємне розташування секцій, а також положення осей шарнірів, за допомогою яких кріпляться важелі механізму до елементів стріли. Кращим з розглянутих випадків кріплення механізму вважають випадок, коли φ=0^0. При цьому забезпечується найбільша зведена кутова жорсткість механізму. Однак, навіть у цьому випадку коефіцієнт зведення k_c змінюється залежно від кута α у діапазоні 0,6…1,04 м^2. Це свідчить про необхідність докладного урахування жорсткісних властивостей механізму піднімання верхньої секції у дослідженнях динамічних явищ, що виникають під час роботи привідних систем і утримувальних конструкцій машини. Залежності (10), (11), (17)–(19) дають можливість визначати зведену жорсткість згаданого механізму під час проектування колінчастих підіймальних пристроїв.

1. Александров М.П. Подъёмно-транспортные машины. – 4-е изд. – М.: Высшая школа, 1972. – 504 с. 2. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Особенности адаптации дискретных имитационных моделей гидросистем // Підйомно-транспортна техніка. – 2002. – № 3–4. – С. 49–59. 3. Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. – М.: Высшая школа, 1986. – 264 с. 4. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1971. – 384 с. 5. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с. 6. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. –

М.: Машгиз, 1962. – 267 с. 7. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів // Машинознавство. – 1999. – № 7. – С. 24–31. 8. Пожарная техника: Учеб. для пожарно-техн. училищ. В 2 ч. Ч. 2: Пожарные автомобили / А.Ф. Иванов, П.П. Алексеев, М.Д. Безбородько и др.; Под ред. А.Ф. Иванова. – М: Стройиздат, 1988. – 286 с. 9. Харченко Є.В., Квашенко О.І. Коливання багато секційної строіли автомобільного крана при утримуванні вантажу змінної маси // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Зб. Наук. пр. Вип. 2. – Львів: Асоціація "Автобус" Мінпромполітики України, 1999. – С. 94–96. 10. Харченко Є.В., Петренко А.М. Розрахунок поздовжньо-поперечних коливань стримувальних металоконструкцій значної довжини зі змінними пружно-інерційними характеристиками // Пожежна безпека: Зб. наук. пр. – 2004. – № 4. – С. 187–193. 11. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. Dyamika maszyn robocrych. – Warsrawa: Wydawnictwa Naukowo-Technicrne, 1996. – 363 s. 12. Swider J., Wojnarowski J. Metoda macierzowych gratow hybrydowych w wyznacraniu stret niejednoznacrnosci potozenia organow wykonawcrych masryn robocrych // Mechanika. – 2. 48 – Problemy dynamiki konstrukcji. – T. II. – Rzesrow: Oficyna Wydawnicra Politechniki Rzesrowskiej, 1996. – S. 213–220. 13. Tomcryk J. Modele dynamicrne elementow i ukladow napedow hydrostatycrnych. – Warsrawa: Wydawnictwa Naukowo-Technicrne, 1999. – 229 s.

УДК 534.111

Б.І. Сокіл, Х.І. Ліщинська*
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра теоретичної механіки,
* кафедра опору матеріалів

АСИМПТОТИЧНИЙ МЕТОД І ПЕРІОДИЧНІ АТЕВ-ФУНКЦІЇ У ДОСЛІДЖЕННІ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ РУХОМИХ НЕЛІНІЙНО ПРУЖНИХ ОДНОВИМІРНИХ СИСТЕМ

© Сокіл Б.І., Ліщинська Х.І., 2006

Узагальнюючи, на основі використання періодичних Ateb-функцій, асимптотичний метод Крилова–Боголюбова–Митропольського на один клас диференціальних рівнянь з частинними похідними, отримано залежності, які визначають вплив кінематичних і фізико-механічних параметрів динамічних систем на їх амплітудно-частотну характеристику.

Generalizing, on the basis of use of periodic Ateb-functions, asymptotic method of Krylov-Bogolyubov-Mitropolsky on one class of the differential equations with partial derivatives, it is received dependences which define agency of kinematic and physicomechanical parameters of dynamic systems on their amplitude-frequency characteristic.

Актуальність і постановка задачі. Питання застосування одночастотного методу нелінійної механіки [1, 2] для розв'язання диференціальних рівнянь з частинними похідними, які описують коливні процеси одновимірних однорідних тіл, матеріал яких задовольняє нелінійний закон пружності, розглядались, наприклад, у [3]. Такі задачі є актуальними [3–5], проте їх вивчення через відсутність загальних підходів до їх розв'язання пов'язане із значними математичними труднощами. Нижче, на основі використання спеціальних Ateb-функцій [6, 7] поєднано з асимптотичним методом КБМ, методом одночастотних коливань [2], викладено підхід до дослідження деяких класів із них (зокрема систем, які характеризуються поздовжнім чи обертальним рухом: рухомих валів, стрижнів, канатів тощо). Вважають, що пружні властивості матеріалу досліджуваних тіл