Дмитрів В. Т.
Львівський національний аграрний університет,
м. Дубляни, Львівська обл., Україна ;
E-mail: Dmytriv_V@ukr.net

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ КЛАПАННО-ДЕМПФЕРНОЇ СИСТЕМИ РЕГУЛЯТОРА ВАКУУММЕТРИЧНОГО ТИСКУ

УДК 532:533

У роботі наведено математичні моделі регуляторів вакуумметричного тиску з одномасовою і двомасосвою клапанно-демпферними системами. Приведено розв'язок диференціального рівняння та кінцеві рівняння, що уможливлюють моделювання переміщення клапана в залежності від амплітуди і частоти коливання вакуумметричного тиску, маси вантажу, діаметра клапана, пружності пружини, демпферної мембрани і діаметра отвору дифузора в ковпаку регулятора, характеристики демпферного середовища. Наведено функції і графіки амплітуди і частоти коливань вакуумметричного тиску та результати моделювання переміщення клапана і вантажу регуляторів вакумметричного тиску з одномасовою і двомасовою клапанно-демпферними системами.

***Ключові слова**: регулятор тиску, мембрана демпферна, амплітуда коливань, вимушені коливання, сила опору, динамічна система, коефіцієнт затухання, діаметр дифузора, клапан, динамічна в'язкість.*

Вступ, постановка проблеми та завдання дослідження. Коливання вакуумметричного тиску у вакуумних системах доїльних установок спричинена з однієї сторони роботою доїльних апаратів, і з іншої – надлишковою продуктивністю вакуумної установки, що спричиняє створення надлишкового вакуумметричного тиску, який регулюється вакуумним регулятором. Одним із основних параметрів - є стабільність вакуумметричного тиску. Даний параметр залежить від умов функціонування регулятора, продуктивності вакуумного насоса, кількості одночасно працюючих доїльних апаратів і повинен унеможливити виникнення коливань та резонансні явища у вакуумпроводі при спрацюванні клапана регулятора та роботі доїльних апаратів.

Вакуумметричний тиск в процесі машинного доїння повинен відповідати технічним і технологічним параметрам системи, зокрема значення вакуумметричного тиску в піддійковій камері доїльного стакана – 46,5-48,5 кПа, в точці під'єднання доїльного апарата - 48-50 кПа, допустиме коливання вакуумметричного тиску в межах 2,66 кПа.

Присутність на ринку доїльного обладнання значної різновидності конструкцій регуляторів вакуумметричного тиску з характеристиками, що формуються конструкційними параметрами самого регулятора і межами, що задаються параметрами технологічного процесу роботи доїльної установки.

Для вибору типу регулятора і забезпечення технологічних параметрів вакуумної системи необхідні аналітичні моделі, що уможливлював моделювання режимів роботи вакуумного регулятора. Тому розроблення математичних залежностей і моделювання параметрів роботи регулятора вакуумметричного тиску, що уможливлює обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів є актуальними.

Аналіз стану питання. Варіанти конструкцій вакуумних регуляторів доїльних установок забезпечують регулювання за рахунок маси вантажу, що розрахована на заданий вакуумметричний тиск при відповідній площі сідла клапана [1, 2]. Розрахунок їх зводиться до визначення маси вантажу, як статичної системи, не враховується динаміка процесу регулювання вакуумметричного тиску та демпферне середовище, що поглинає коливання.

Затухаючі коливання детально розглядаються в [3, 4], однак не враховується наявність клапана, що складає двомасову систему.

Розглянуто модель регулятора вакуумметричного тиску гравітаційного тиску, як двомасову систему, на прикладі регулятора з пружиною і демпферним диском [5]. Дана математична модель враховує наявність переміщення двох мас, клапана і вантажу, які з'єднані між собою пружиною, однак не враховано варіант математичної залежності коли корені рівняння є комплексні числа, так як маса вантажу на два порядки перевищує силу демпфірування.

Мета роботи. Моделювання конструкційно-технологічних параметрів функціонування регуляторів вакуумметричного тиску з одномасовою і двомасовою клапанно-демпферною системами.

Результати дослідження. Розглянемо структурно-функціональні схеми регуляторів вакуумметричного тиску з одномасовою (рис. 1) і двомасосвою (рис. 2) клапанно-демпферними системами.

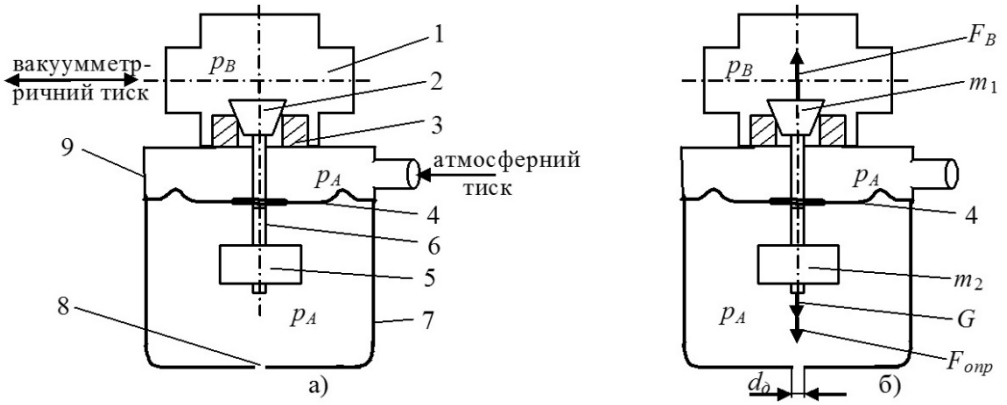

Рис. 1 - Структурно-функціональна схема регулятора вакуумметричного тиску з мембраною: а – структурна схема; б – схема дії сил при піднімання клапана; 1 – хрестовина вакуумпроводу; 2 – клапан; 3 – сідло клапана; 4 – мембрана; 5 – вантаж; 6 – шток; 7 – ковпак; 8 – дифузор; 9 – корпус регулятора; F_B – сила, створена зміною вакуумметричного тиску; G – сила тяжіння; $F_{опр}$ – сила опору демпфірування, створена дифузором; m_1, m_2 – відповідно маса клапана і вантажу разом із штоком і іншими рухомими елементами

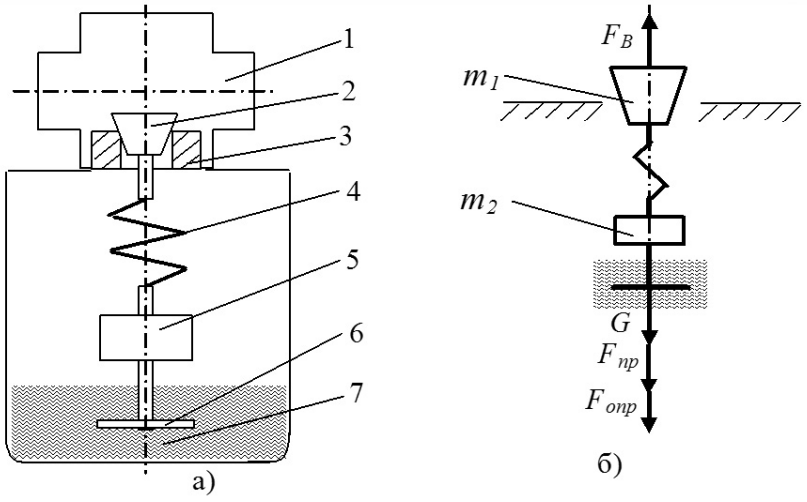

Рис. 2. - Структурно-функціональна схема регулятора вакуумметричного тиску з пружинно-демпферним середовищем: а – структурна схема; б – схема дії сил при піднімання клапана; 1 - хрестовина вакуумпроводу; 2 - клапан; 3 - сідло клапана; 4 - пружина; 5 - вантаж; 6 - пластина демпферна; 7 – демпферне середовище; F_B - сила, створена зміною вакуумметричного тиску; $F_{пр}$ - сила пружності; $F_{опр}$ - сила опору, створена демпферним середовищем і демпферною пластиною; G - сила тяжіння

Рівновага регулятора вакумметричного тиску з демпферною мембраною, приведеного на рис. 1,б, забезпечується, коли різниця тисків, що створюється силою F_B, яка прикладена до клапана (2), та силами маси вантажу G і демпферування $F_{опр}$, рівна нулю.

Жорсткість зв'язку між клапаном і вантажем можна розглядати як одномасову систему.

Для регулятора вакумметричного тиску з пружиною і демпферною пластиною (рис. 2,б) рівновага системи забезпечується, коли сила створена різницею тисків, яка прикладена до клапана (2), і сила пружності, створена пружиною (4), дорівнюють масі вантажу (5) і пластини демпферної (6). Наявність у зв'язку між клапаном і вантажем пружини можна розглядати як двомасову систему.

Розглянемо модель регулятора вакумметричного тиску з пружиною і демпферною пластиною (рис. 2,б). Схема сил, що діють на клапанну систему, у статичному режимі можна записати систему рівнянь рівноваги для двомасової системи - вантажу і клапана відповідно [5]:

$$\begin{cases} F_{пр} = m_2 \cdot g \\ F_в - F_{пр} = m_1 \cdot g \end{cases}, \tag{1}$$

де $F_в$ - вакуумметрична сила, створена різницею тисків; $F_{пр}$ - сила пружності, створена статичним розтягом пружини; m_1, m_2 - відповідно маса клапана і вантажу у комплекті з штоками і іншими елементами.

Якщо до клапана прикладена додаткова збурювальна сила, яка виникає внаслідок збільшення вакуумметричного тиску на величину $\Delta p_{ВП}$ (рис. 2), клапан (2) переміститься вверх на величину y_1, а вантаж (5) - на y_2, пружина одержить деформацію $y_1 - y_2$.

Запишемо диференціальне рівняння руху клапана і вантажу [5]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{y}_1 = -K_{пр} \cdot (y_1 - y_2) + \Delta p_{ВП} \cdot S_{кл} \cdot f(t) \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 = K_{пр} \cdot (y_1 - y_2) - K_{опр} \cdot \dot{y}_2 \end{cases}, \tag{2}$$

де $K_{опр}$ - комплексний коефіцієнт опору демпферної рідини; $K_{пр}$ - коефіцієнт пружності пружини; $S_{кл}$ - площа поперечного перерізу сідла клапана; $f(t)$ - характеристика зміни прикладеної сили.

Введемо позначення: $K_1^2 = K_{пр}/m_1$, $K_2^2 = K_{пр}/m_2$ - квадрат частоти вільних коливань відповідно клапана і вантажу; $2n_2 = K_{оп}/m_2$ - коефіцієнт затухання коливань; $h_1 = \Delta p_{ВП} \cdot S_{кл}/(m_1 + m_2)$ - питома амплітуда сили вимушених коливань. Тоді систему рівнянь (2) запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2 y_1}{dt^2} + K_1^2 \cdot (y_1 - y_2) = h_1 \cdot f(t) \\ \dfrac{d^2 y_2}{dt^2} + 2n_2 \dfrac{dy_2}{dt} + K_2^2 \cdot (y_2 - y_1) = 0 \end{cases}. \tag{3}$$

Нехай зміна вакуумметричного тиску $\Delta p_{ВП}$ відповідає характеристиці на рис. 3.

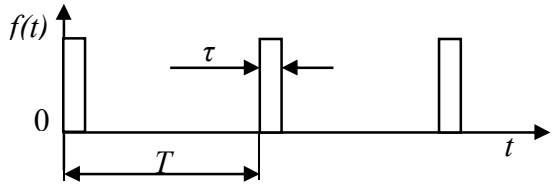

Рис. 3 - Характер надходження імпульсу зміни вакуумметричного тиску $\Delta p_{ВП}$: τ - тривалість присутності імпульсу вакуумметричного тиску; T - період надходження імпульсу

Аналітично таку функцію (рис. 4.20) можна описати наступним рівнянням:

$$f(t)=\begin{cases}1, & nT<t<nT+\tau\\ 0, & nT+\tau<t<(n+1)T\end{cases}, \tag{4}$$

де $n=[\tau/T]$ – ціла частина числа τ/T.

Продиференціювавши два рази друге рівняння системи (3) і підставимо одержане рівняння у перше рівняння цієї ж системи (3) одержимо дифенціальне рівняння четвертого порядку [5], або характеристичне рівняння, що відповідає даному однорідному рівнянню:

$$\lambda^4+2n_2\lambda^3+\left(K_1^2+K_2^2\right)\lambda^2+K_1^2 2n_2\lambda=0. \tag{5}$$

Один корінь рівняння (5) буде становити $\lambda_0=0$. Для знаходження інших коренів одержимо кубічне рівняння. Якщо всі корені рівняння (5) дійсні, то розв'язок можна подати у тригонометричній формі, що наведено в [5].

Знайдемо корені кубічного рівняння, попередньо визначивши дискримінант:

$$D=\frac{4n_2^2}{9}-\frac{K_1^2+K_2^2}{3}.$$

Вихідні дані для розрахунку квадрат частоти вільних коливань відповідно клапана K_1^2 і вантажу K_2^2, коефіцієнта затухання коливань $2n_2$, комплексного коефіцієнта опору $K_{оп}$ демпферного середовища, коефіцієнта пружності $K_{пр}$ пружини наступні: діаметр дроту пружини регулятора $d_{др}$=0,0018 м; зовнішній діаметр пружини $D_{пр}$=0,021 м; кількість витків пружини n=10; модуль зсуву для пружної статі $G_{пр}$=80,5 Гпа; діаметр демпферної пластини $D_{пл}$=0,0874 м; переміщення пластини в демпферному середовищі $x_{пл}$=0,01 м; динамічна в'язкість демпферного середовища $\mu_{дм}$=0,065 Па·с; маса вантажу регулятора m_2= 14 Н; маса клапана регулятора m_1= 1,7 Н.

Результати розрахунку коефіцієнтів: K_1^2=666,781; K_2^2=80,966; $2n_2$=2,786·10^{-3}.

Числове значення дискримінанту за заданих коефіцієнтів становить D = - 249,249.

При D<0 розв'язком рівняння (5) буде один дійсний корінь і два комплексні корені. Приведемо послідовність розв'язку рівняння:

$$q=\left(\frac{2n_2}{3}\right)^3-\frac{2n_2\cdot\left(K_1^2+K_2^2\right)}{6}+\frac{2n_2\cdot K_1^2}{2};\ \alpha=\frac{1}{3}\cdot Arsh\left(\frac{|q|}{|D|^{3/2}}\right);$$

$$\lambda_1=-2\cdot\mathrm{sgn}(q)\cdot\sqrt{|D|}\cdot sh(\alpha)-\frac{2n_2}{3};\ \lambda_{2,3}=\mathrm{sgn}(q)\cdot\sqrt{|D|}-\frac{2n_2}{3}\pm j\cdot\sqrt{3}\cdot\sqrt{|D|}\cdot ch(\alpha). \tag{6}$$

Розв'язок однорідної системи рівнянь (3) шукаємо у вигляді $y_1=A\cdot e^{\lambda t}, y_2=B\cdot e^{\lambda t}$. Підставивши у перше рівняння системи (3), одержимо:

$$e^{\lambda t}\cdot\left(A\cdot\left(\lambda^2+K_1^2\right)-B\cdot K_1^2\right)=0. \tag{7}$$

Враховуючи з рівняння (7), що $B=A\cdot\left(1+\lambda/K_1^2\right)$ та значення коренів (6), загальний розв'язок однорідної системи диференціальних рівнянь (6) подаємо у наступному вигляді [5]:

$$y_{10} = A_0 + A_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + A_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + A_3 \cdot e^{\lambda_3 t}$$
$$y_{20} = y_{10} + \frac{1}{K_1^2} \cdot \left(\lambda_1^2 \cdot A_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + \lambda_2^2 \cdot A_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + \lambda_3^2 \cdot A_3 \cdot e^{\lambda_3 t}\right). \quad (8)$$

Знайдемо частковий розв'язок, який задовольняє початкові умови: при $t = 0, y_{10}(0) = 0, \dot{y}_{10}(0) = 1, y_{20}(0) = 0, \dot{y}_{20}(0) = 0$.

На основі виразів (8) одержимо наступну систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} A_0 + A_1 + A_2 + A_3 = 0 \\ \lambda_1 A_1 + \lambda_2 A_2 + \lambda_3 A_3 = 1 \\ \lambda_1^2 A_1 + \lambda_2^2 A_2 + \lambda_3^2 A_3 = 0 \\ \lambda_1^3 A_1 + \lambda_2^3 A_2 + \lambda_3^3 A_3 = -K_1^2 \end{cases}. \quad (9)$$

Коефіцієнти рівнянь (8) визначаємо з системи рівнянь (9) як:

$$A_0 = -\frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3}{\Delta}; \quad A_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad A_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad A_3 = \frac{\Delta_3}{\Delta},$$

де $\Delta = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) \cdot (\lambda_3 - \lambda_1) \cdot (\lambda_3 - \lambda_2);$

$\Delta_1 = \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_3 - \lambda_2) \cdot (\lambda_2 \cdot \lambda_3 - K_1^2);$

$\Delta_2 = \lambda_1 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_1 - \lambda_3) \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_3 - K_1^2);$

$\Delta_3 = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_2 - K_1^2).$

Тоді розв'язок системи рівнянь (3) такий:

$$y_1(t) = C_0 + C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda 2 t} + C_3 \cdot e^{\lambda_3 t} + h_1 \cdot \int_0^t y_{10}(t - z) \cdot f(z) dz$$
$$y_2(t) = C_0 + \left(1 + \frac{\lambda_1^2}{K_1^2}\right) \cdot C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + \left(1 + \frac{\lambda_2^2}{K_1^2}\right) \cdot C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + \left(1 + \frac{\lambda_3^2}{K_1^2}\right) \cdot C_3 \cdot e^{\lambda_3 t} + h_1 \cdot \int_0^t y_{20}(t - z) \cdot f(z) dz \quad . \quad (10)$$

Постійні розв'язків (10) C_0, C_1, C_2, C_3 визначаємо з початкових умов. Якщо при $t = 0, y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) = 0$, то постійні C_0, C_1, C_2, C_3 також будуть дорівнювати нулю.

Обчислимо інтегральні складові рівнянь (10). Отримаємо:

$$H_1(z) = h_1 \int_0^t y_{10}(t - z) \cdot dz = h_1 \cdot \left(A_0 \cdot z - \frac{A_1}{\lambda_1} \cdot e^{\lambda_1 (t-z)} - \frac{A_2}{\lambda_2} \cdot e^{\lambda_2 (t-z)} - \frac{A_3}{\lambda_3} \cdot e^{\lambda_3 (t-z)}\right).$$
$$H_2(z) = H_1(z) - \frac{h_1}{K_1^2} \cdot \left(A_1 \cdot \lambda_1 \cdot e^{\lambda_1 (t-z)} + A_2 \cdot \lambda_2 \cdot e^{\lambda_2 (t-z)} + A_3 \cdot \lambda_3 \cdot e^{\lambda_3 (t-z)}\right) \quad (11)$$

Тоді розв'язок (10) запишемо з врахуванням обмежень системи аналітичного виразу функції (4) та врахувавши, що у рівняннях (11) $z=t$ і $t=\tau$, у наступному вигляді:

$$y_1(t) = \begin{cases} H_1(t) - H_1(0), & nT < t < nT + \tau \\ H_1(t_1) - H_1(0), & nT + \tau < t < (n+1)T \end{cases}, \quad (12)$$

$$y_2(t) = \begin{cases} H_2(t) - H_2(0), & nT < t < nT + \tau \\ H_2(t_1) - H_2(0), & nT + \tau < t < (n+1)T \end{cases}. \quad (13)$$

Для моделювання переміщення клапана і вантажу регулятора розрахуємо значення коефіцієнтів і степеней рівнянь (11) враховуючи розв'язки коренів рівняння (6) згідно вище наведених вихідних даних.

Результати розрахунку: коефіцієнт опору демпферного середовища $K_{опр}$=0,039; коефіцієнта пружності пружини $K_{пр}$=1134; питома амплітуда сили вимушених коливань h_1 = 1,011; λ_1= - 2,461·10^{-3}; λ_2= - 1,494·10^{-4}+j·27,345; λ_3= - 1,494·10^{-4}-j·27,345; A_0 = 43,995; A_1 = - 43,995; A_2 = - 3,564·10^{-7} - j·0,016; A_3 = - 3,564·10^{-7} + j·0,016.

Врахувавши значення коефіцієнтів і коренів, рівняння (11) набудуть вигляду:

$$H_1(z) = 1{,}011 \cdot \left(43{,}995 \cdot z - \frac{43{,}995}{2{,}461 \cdot 10^{-3}} \cdot e^{-2{,}461 \cdot 10^{-3} \cdot (t-z)} - \frac{(-3{,}564 \cdot 10^{-7} - j0{,}016)}{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} + j27{,}345)} \cdot e^{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} + j27{,}345) \cdot (t-z)} - \right.$$
$$\left. - \frac{(-3{,}564 \cdot 10^{-7} + j0{,}016)}{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} - j27{,}345)} \cdot e^{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} - j27{,}345) \cdot (t-z)} \right), \quad (14)$$

$$H_2(z) = H_1(z) - \frac{1{,}011}{666{,}781} \cdot \left(43{,}995 \cdot 2{,}461 \cdot 10^{-3} \cdot e^{-2{,}461 \cdot 10^{-3} \cdot (t-z)} - (3{,}564 \cdot 10^{-7} + j0{,}016) \cdot (-1{,}494 \cdot 10^{-4} + j27{,}345) \cdot e^{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} + j27{,}345) \cdot (t-z)} + \right.$$
$$\left. + (-3{,}564 \cdot 10^{-7} + j0{,}016) \cdot (-1{,}494 \cdot 10^{-4} - j27{,}345) \cdot e^{(-1{,}494 \cdot 10^{-4} - j27{,}345) \cdot (t-z)} \right)$$

Для регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною (рис. 1) рух клапана (2) вверх на величину y можна описати диференціальним рівнянням

$$m \cdot \ddot{y} = \Delta p_{ВП} \cdot S_1 - m \cdot g - a \cdot \frac{dy}{dt}, \text{ або } \quad \frac{d^2y}{dt^2} = -\frac{a}{m} \cdot \frac{dy}{dt} - g + \Delta p_{ВП} \cdot \frac{S_1}{m} \cdot f(t), \quad (15)$$

де $\frac{a}{m}$ - коефіцієнт затухання, $\frac{a}{m} = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d_{оф}^4} \cdot \frac{S_м^2}{m} = 2n_2$; $S_м$ – площа поперечного січення демпферної мембрани; S_1 - площа січення сідла клапана, $S_1 = \pi \cdot d_{ск}^2 / 4$; $d_{ск}$ – діаметр сідла клапана; m - маса рухомих елементів регулятора, $m = m_1 + m_2$; $h_1 = \Delta p_{ВП} \cdot S_1 / m$ - питома амплітуда сили вимушеного коливання клапана регулятора вакуумметричного тиску; $f(t)$ – характеристика зміни прикладеної сили у вигляді одиничного імпульсу.

Характер зміни $f(t)$ прикладеної сили запишемо рівнянням Фур'є наступного вигляду:

$$f(t) = \frac{h_1 \cdot \tau}{T} \cdot \left[1 + \sum_{k=1}^{k=10} \frac{T}{k \cdot \pi \cdot \tau} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \tau \right) \cdot \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot t \right) + \right.$$
$$\left. + \sum_{k=1}^{k=10} \frac{T}{k \cdot \pi \cdot \tau} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \tau \right) \right) \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot t \right) \right]. \quad (16)$$

Моделювання характеру зміни $f(t)$ прикладеної сили провели за наступних вихідних даних: період коливання відповідає частоті роботи пульсатора доїльного апарата T=1 с; тривалість відкачування повітря з камер змінного вакуумметричного тиску доїльного апарата, для різних типів доїльних апаратів становить τ =0,112 і 0,15 с; питома амплітуда сили вимушеного коливання клапана регулятора вакуумметричного тиску для конструкційних параметрів регулятора становить h_1 = 1,075. Результати моделювання функції $f(t)$ згідно залежності (16) для повторюваності членів ряду k=10 приведено на рис. 4.

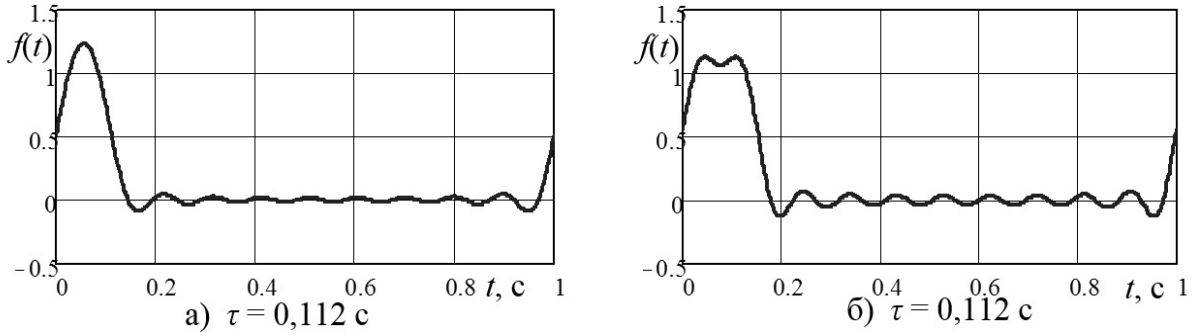

Рис. 4. – Графік коливань вакуумметричного тиску у вакуумпроводі доїльної установки при числі повторюваності *k*=10 множника ряду Фур'є і тривалості відкачування *τ* повітря з камер змінного вакуумметричного тиску доїльного апарата

Розв'язок диференціального рівняння (15) шукаємо у вигляді рівняння $y(t) = \bar{y}(t) + y_{(P1)}(t) + y_{(P2)}(t)$ [6]. Відповідно з врахування функції коливань тиску (16) результат розв'язку диференціального рівняння (15) є переміщення клапана регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною і має наступний вигляд:

$$y(t) = \left(\frac{h_1 \cdot \tau}{T \cdot 2n_2} - \frac{g}{2n_2}\right) \cdot t + \left(1 - e^{-2n_2 \cdot t}\right) \cdot \left(\frac{g}{(2n_2)^2} - \frac{h_1 \cdot \tau}{T \cdot (2n_2)^2} - \sum_1^k \frac{h_1 \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)}{k \cdot \pi \cdot (2n_2)^2} + \right.$$
$$+ \sum_1^k \frac{\frac{2 \cdot h_1}{T} \cdot \left[2n_2 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)\right) + \frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)\right]}{2n_2 \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T}\right)^2 + (2n_2)^2\right)} \Bigg) +$$
$$+ \sum_1^k \frac{\frac{h_1}{k \cdot \pi} \cdot \left[2n_2 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)\right) + \frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)\right]}{\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T}\right)^2 + (2n_2)^2\right)} \times \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right)\right) + \quad (17)$$
$$+ \sum_1^k \frac{\frac{h_1}{k \cdot \pi} \cdot \left[2n_2 \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right) - \frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \tau}{T}\right)\right)\right]}{\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T}\right)^2 + (2n_2)^2\right)} \times \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right)$$

Результати моделювання. Моделювання переміщення клапана регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною проведено за рівнянням (17) з врахуванням характеру зміни *f*(*t*) прикладеної сили (рис. 4) при наступних вихідних параметрах: діаметр демпферної мембрани 74-94 мм; вакуумметричний тиск 48 кПа; динамічна в'язкість повітря $18{,}1 \cdot 10^{-6}$ Па·с; діаметр сідла клапана 20 мм; маса вантажу 0,785 Н; амплітуда одиничного імпульсу зміни вакуумметричного тиску 2,5 кПа; довжина дифузора в ковпаку регулятора 3 мм; межі зміни діаметра дифузора 1,5-2,5 мм. Результати моделювання переміщення клапана регулятора приведено на рис. 5-7.

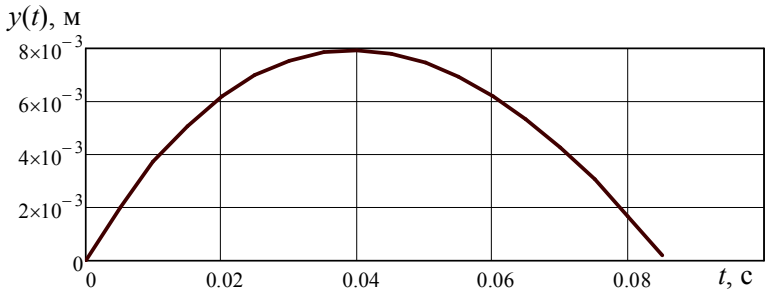

Рис. 5 – Графік переміщення *y*(*t*) клапана диференціального регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною в часі при коливанні вакуумметричного тиску Δ*p*=2,5 кПа, діаметрі мембрани $d_м$=84 мм, діаметрі сідла клапана $d_{ск}$=20 мм, діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$ =1,7 мм

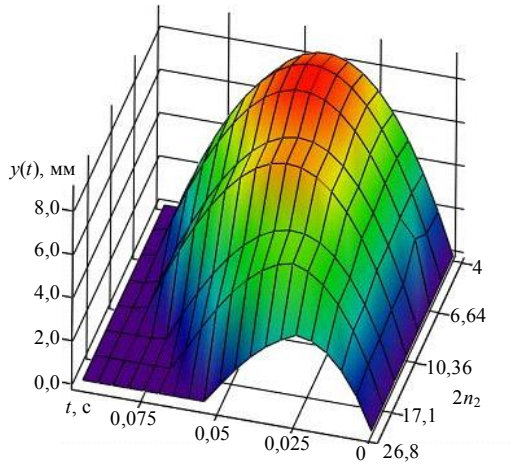

Рис. 6 – Графік моделювання переміщення $y(t)$ клапана диференціального регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною протягом одного циклу роботи доїльного апарата в залежності від коефіцієнт затухання $2n_2$ при коливанні вакуумметричного тиску Δp=2,5 кПа

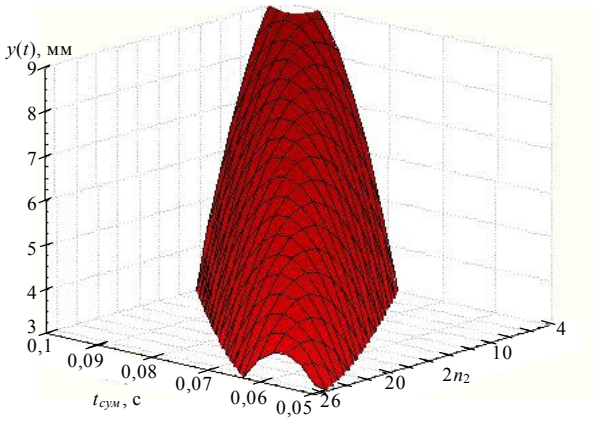

Рис. 7 – Графік моделювання максимального переміщення $y(t)$ клапана диференціального регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною в залежності від тривалості $t_{сум}$ відкритого стану клапана і коефіцієнт затухання $2n_2$ при коливанні вакуумметричного тиску Δp=2,5 кПа

Моделювання переміщення клапана регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною для прямого регулювання вакуумметрричного тиску за параметрів регулятора: маса вантажу m=12-5 Н; діаметр демпферної мембрани $d_м$=84 мм; діаметр дифузора кришки регулятора $d_{дф}$= 1,5 мм, відповідно коефіцієнт затухання буде в межах $2n_2$=1,118-2,684. Результати моделювання приведено на рис. 8.

Результати моделювання подамо у вигляді 3-D моделі для аналізу характеру переміщення клапана в залежності від конструкційно-технологічних параметрів регулятора (рис. 9).

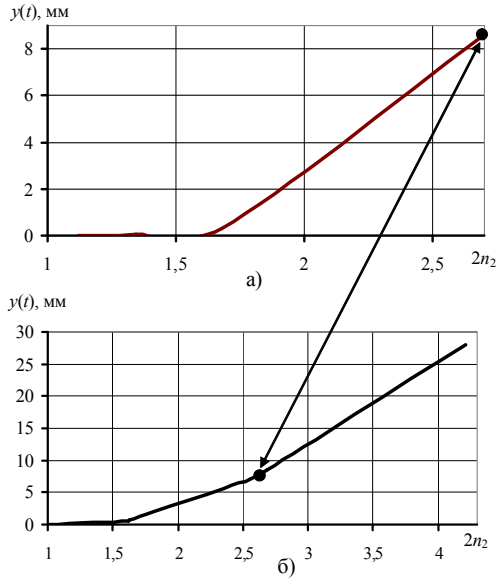

Рис. 8 – Графік руху клапана регулятора вакуумметричного тиску прямого регулювання з демпферною мембраною в залежності від коефіцієнта затухання при: а - масі вантажу m=12-5 Н, діаметрі демпферної мембрани $d_м$=84 мм, діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$= 1,5 мм; б - масі вантажу m=5 Н, діаметрі демпферної мембрани $d_м$=84 і 94 мм, діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$= 1,5 і 1,7 мм

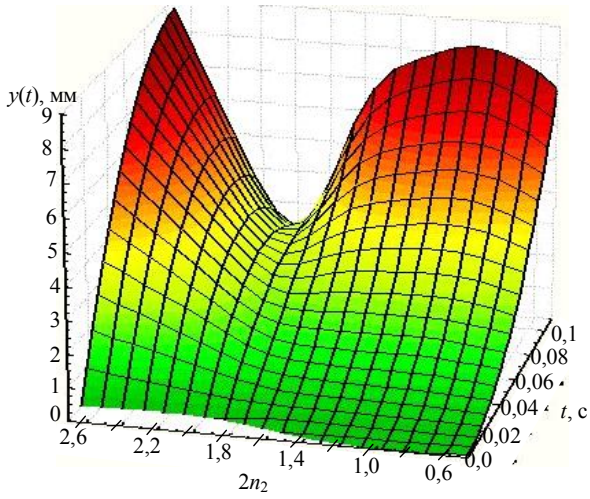

Рис. 9 - Графік моделювання максимального переміщення $y(t)$ клапана регулятора вакуумметричного тиску прямого регулювання з демпферною мембраною в залежності від тривалості $t_{сум}$ відкритого стану клапана і коефіцієнт затухання $2n_2$ при коливанні вакуумметричного тиску Δp=2,5 кПа і масі вантажу m=5 Н

Результати моделювання переміщення клапана і вантажу регулятора вакуумметричного тиску з двомасовою клапанно-демпферною системою згідно рівняння (14) наведено на рис. 10 і 11.

При максимальному коефіцієнті затухання $2n_2$=26,811, відповідно діаметрі мембрани $d_м$=94 мм, діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$ =1,5 мм, максимальне переміщення клапана регулятора y_{max}=3,807 мм. За мінімального коефіцієнта затухання $2n_2$=4, відповідно діаметрі мембрани $d_м$=74 мм, діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$ =1,9 мм, максимальне переміщення клапана регулятора y_{max}=8,325 мм.

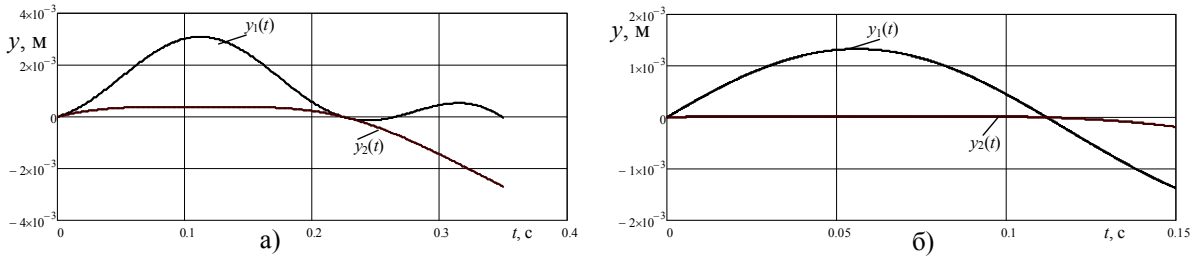

Рис. 10 – Переміщення клапанно-демпферної системи регулятора вакуумметричного тиску за період одного циклу роботи пульсатора (T=1 с) при імпульсі вакуумметричного тиску $\Delta p_{ВП}$ =2,5 кПа і тривалості: а - τ=0,225 с; б - τ=0,112 с; $y_1(t)$ – коливання клапана; $y_2(t)$ – коливання вантажу у демпферному середовищі

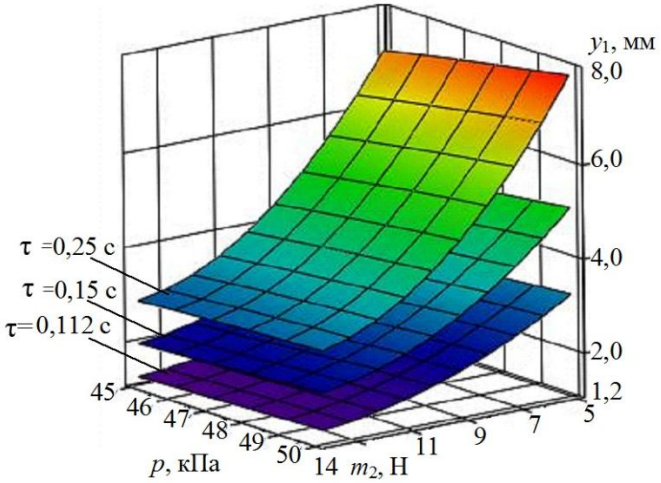

Рис. 11 - Графік моделювання максимального переміщення y_1 клапана регулятора вакуумметричного тиску прямого регулювання з пружинно-демпферною системою в залежності від вакуумметричного тиску p і маси вантажу m_2 при тривалості τ імпульсу вакуумметричного тиску

Аналіз переміщення клапанно-демпферної системи регулятора з двомасовою системою (рис. 10-11) при вакуумметричному тиску у вакуумпроводі доїльної установки p=48 кПа і допустимому коливанні вакуумметричного тиску $\Delta p_{ВП}$ = 2,5 кПа та сумарній масі вантажу m=15,7 Н показує, що максимальне коливання клапана становить y_1(0,112 с)=3,093 мм, сумарна тривалість відкритого стану клапана – $t_{сум}$=0,225 с. Повторне коливання клапана на висоту y_1(0,315 с)=0,5292 мм тривалістю $t_{сум}$ = 0,084 с. Сумарна тривалість імпульсу вакуумметричного тиску $\Delta p_{ВП}$ = 2,5 кПа, що перевищує вакуумметричний тиск p=48 кПа становить τ=0,225 с. Вантаж має одиничне коливання y_2(0,08-0,13 с)=0,394 мм тривалістю $t_{сум}$=0,225 с. До наступного імпульсу тиску вантаж в демпферному середовищі залишається в статичному стані.

При тривалості імпульсу вакуумметричного тиску τ=0,112 с характер переміщення клапана і вантажу є одиничним коливанням, яке за тривалістю рівне тривалості імпульсу. Підняття клапана становить y_1(0,056с)=1,329 мм, переміщення вантажу у демпферному середовищі незначне і становить y_2(0,056 с)=$3{,}101\cdot10^{-2}$ мм.

При масі вантажу m_2=10 Н і тривалості імпульсу вакуумметричного тиску τ=0,15 максимальне переміщення клапана становить $y_1(t)$=2,783 мм.

Висновки. Амплітуда переміщення клапана залежить від коефіцієнта затухання $2n_2$ за лінійним законом. Максимальне переміщення клапана залежить від тривалості відкритого стану клапана.

Максимальне переміщення клапана регулятора з демпферною мембраною y_{max}=8,736-8,889 мм є при коефіцієнті затухання $2n_2$=6,242-6,642, відповідно діаметрі мембрани $d_м$=74-84 мм і діаметрі дифузора кришки регулятора $d_{дф}$ = 1,7 і 1,9 мм.

Раціональне переміщення клапана регулятора з демпферною мембраною 7-8,5 мм. Раціональні параметри роботи регулятора (рис. 8): діаметр мембрани $d_м$=84 мм (а) і $d_м$=94 мм (б); діаметр дифузора кришки регулятора $d_{дф}$=1,5 мм (а) і $d_{дф}$=1,7 мм (б); маса вантажу разом з конструкцією клапана m=5 Н.

Для диференційного регулятора вакуумметричного тиску з демпферною мембраною, який розраховується на коливання вакуумметричного тиску Δp=2,5 кПа у вакуумпроводі і молокопроводі доїльної установки раціональними параметрами є: діаметр демпферної мембрани в межах $d_м$=74-84 мм; діаметр дифузора кришки регулятора $d_{дф}$=1,7-1,9 мм; маса вантажу, з врахуванням маси клапана m=0,785 Н.

Збільшення маси вантажу зменшує переміщення клапана, але повторюваність коливання клапана регулятора зростає. Повторюваність коливання клапана регулятора зростає з збільшенням тривалості присутності імпульсу вакуумметричного тиску.

Коливання клапана регулятора з пружинно-демпферною системою клапана є затухаючими. Амплітуда одиничного коливання залежить від маси вантажу і тривалості імпульсу вакуумметричного тиску.

Література

1. Техническое обеспечение производства молока. Современное оборудование для доения : практическое пособие / Ю.Т. Вагин, А.С. Добышев, М.В. Барановский, А.А. Стрибук, А.Д. Ярош. – Минск, Эволайн, 2012. – С. 37, 50-56.
2. Ревенко І.І. Механізація виробництва продукції тваринництва / І.І. Ревенко, Г.М. Кухта, В.М. Манько та ін.; За ред. І.І. Ревенка. - К. : Урожай, 1994. – С. 224.
3. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов. - 4-е изд. доп. - М.: Гос. издат. физ.-мат. лит., 1962. С. 749-765, 534-542.
4. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика / А.А. Яблонский. - М.: Высшая школа, 1966. - С. 39-69.
5. Дмитрів В.Т. Математична модель роботи вакуумного регулятора /В.Т. Дмитрів, І.О. Ніщенко // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. - 2003 .- № 7.- С. 95-101.
6. Самойленко А.М. Дифференциальные уравнения: примеры и задачи. Учеб. пособие / А.М. Самойленко, С.А. Кривошея, Н.А. Перестюк. – М.: Высш. шк., 1989. – 383 с.

Summary

V. Dmytriv. Simulation of the oscillation damping systems valve vacuum regulator pressure

In this paper the mathematical models of vacuum pressure regulator valve damper systems. Powered solution of differential equations and finite equation modeling allow movement of the valve, depending on the amplitude and frequency of vibrations of vacuum pressure, weight load, the diameter of the valve, elastic springs, damper and membrane diameter hole in the diffuser cap

regulator damping characteristics of the medium. An functions and graphs the amplitude and frequency of vibrations of vacuum pressure and simulation results move valve and vacuum regulators cargo pressure valve damper systems.

The purpose of the work. Modeling structurally technological parameters of vacuum pressure regulator valve-damping systems.

The amplitude of the movement of the valve depends on the damping factor 2*n*2 *linearly. The maximum displacement of the valve depends on the duration of the open state of the valve.*

The maximum displacement of the damper valve regulator membrane y_{max}= 8,736-8,889 *mm with a coefficient of damping is* $2n_2$ *= 6,242-6,642, respectively membrane diameter* d_m*=74-84 mm and diameter of the diffuser cap regulator* d_{df}*=1,7 and* d_{df}*=1,9 mm. Efficient movement of the damper valve regulator membrane 7-8,5 mm. Rational parameters of the regulator (Fig. 8): membrane diameter* d_m*=84 mm (a) and* d_m*=94 mm (b); the diameter of the diffuser cap regulator* d_{df} *=1,5 mm (a) and* d_{df} *=1,7 mm (b); bulk cargo, along with the design of the valve m = 5 H.*

For differential pressure regulator vacuum damping membrane, which is calculated on the fluctuations in vacuum pressure Δp=2,5 kPa in vacuum tube and pipe milk milking machines installations rational parameters are: the diameter of the damper membrane within d_m*=74-84 mm; the diameter of the diffuser cap regulator* d_{df} *=1,7-1,9 mm; bulk cargo, taking into account the weight of the valve m = 0,785 H.*

Increased weight reduces the load displacement valve, but the frequency of oscillation of the regulator valve increases. The frequency of oscillation of the regulator valve increases with increasing duration of presence of a pulse vacuum pressure. Fluctuations regulator valve spring-damper system valve is damped. The amplitude of oscillation of the unit depends on the weight of load and pulse pressure vacuum.

Keywords: *pressure regulator, the membrane damping, the amplitude of oscillation, forced oscillation, the resistance, dynamic system, damping diameter cone valve, the dynamic viscosity.*

References

1. Tehnicheskoe obespechenie proizvodstva moloka. Sovremennoe oborudovanie dlja doenija : prakticheskoe posobie / Ju.T. Vagin, A.S. Dobyshev, M.V. Baranovskij, A.A. Stribuk, A.D. Jarosh. – Minsk, Jevolajn, 2012. – S. 37, 50-56.
2. Revenko I.I. Mexanizaciya vy`robny`cztva produkciyi tvary`nny`cztva / I.I. Revenko, G.M. Kuxta, V.M. Man`ko ta in.; Za red. I.I. Revenka. - K. : Urozhaj, 1994. – S. 224.
3. Piskunov N.S. Differencial'noe i integral'noe ischislenie dlja vtuzov. - 4-e izd. dop. - M.: Gos. izdat. fiz.-mat. lit., 1962. S. 749-765, 534-542.
4. Jablonskij A.A. Kurs teoreticheskoj mehaniki. Ch. II. Dinamika / A.A. Jablonskij. - M.: Vysshaja shkola, 1966. - S. 39-69.
5. Dmytriv V.T. Matematy`chna model` roboty` vakuumnogo regulyatora /V.T. Dmytriv, I.O. Nishhenko // Visny`k L`vivs`kogo derzhavnogo agrarnogo universy`tetu: Agroinzhenerni doslidzhennya. - 2003 .- № 7.- S. 95-101.
6. Samojlenko A.M. Differencial'nye uravnenija: primery i zadachi. Ucheb. posobie / A.M. Samojlenko, S.A. Krivosheja, N.A. Perestjuk. – M.: Vyssh. shk., 1989. – 383 s.