УДК 621.867.157 (088.8)

М. Коковська

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ АДАПТИВНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИВОДІВ

Методами теорії автоматичного керування проводиться структурний аналіз існуючого вібраційного приводу з ручною наладкою на робочий режим і структурний синтез адаптивного вібраційного приводу великої потужності для вібраційних машин резонансної дії, де наладка на оптимальний робочий режим здійснюється автоматично.

Умовні позначення:

x	- незалежна змінна;
y	- залежна змінна;
$M_{пр}$	- приведена маса коливальної системи;
k_1	- коефіцієнт опору;
C	- жорсткість;
F	- площа пневмокамери віброзбудника;
$P_{вх}$	- вхідний тиск;
P_1, P_2, P_3	- абсолютні значення тиску повітря в камерах;
V, V_1, V_2, V_3	- об'єми пневмокамер;
R	- газова стала;
Θ	- температура;
f	- площа;
g	- прискорення земного тяжіння;
P_a	- атмосферний тиск;
$АВП$	- адаптивний вібраційний привід.

Потреби виробництва і сільського господарства в розробці гнучких технологій ставлять певні вимоги до конструктивного вирішення машин і механізмів. На першу чергу виходить потреба в універсальності конструкцій, можливості їх використання для різних технологічних процесів. Одним із методів втілення принципу гнучкості є впровадження агрегатно-модульної побудови машин і механізмів для вібраційних технологій. Відомі конструкції вібраційних приводів відповідають вимозі універсальності за рахунок можливості ручної підналадки на певний технологічний режим [1].

Однак, є цілий ряд технологічних процесів, в яких власні параметри системи не є постійними.

Для таких технологічних процесів виникає необхідність розробки вібраційних приводів з системою, яка слідкує за зміною власних параметрів і виробляє збуджуючий сигнал відповідно до цих змін. Тобто виникає необхідність розробки адаптивних вібраційних приводів.

Як видно з [1], розроблені приводи не є лінійними. Тобто синтез нових конструкцій є трудомісткою задачею. Ця обставина не дає можливості для досліджень застосовувати основний математичний апарат теорії лінійних систем - перетворення Лапласа та Фур'є.

Дослідження нелінійних систем автоматичного управління пов'язано із значними математичними труднощами, тому що немає єдиного точного методу вирішення нелінійних рівнянь і для кожного виду нелінійності потрібно вишукати специфічний метод. Особливою складністю відзначається пошук періодичних режимів в нелінійних системах та методів дослідження їх стійкості. Дослідженням періодичних режимів займалися Ж.А. Пуанкаре, Н.М.Крилов, Н.Н.Боголюбов, Б.Ван-дер-Поль, А.А.Андронов. Ними були розроблені різні методи розрахунку періодичних режимів. Ці методи можна поділити на точні, наближені і числові.

Точні методи, серед яких виділяється метод вивчення фазового простору, дозволили вирішити низку конкретних задач, але широкого розвитку не отримали.

Числові методи інтегрування дозволяють будувати складні алгоритми вирішення рівнянь, які можуть включати велику кількість нелінійностей і використовувати для обчислень персональний комп'ютер. В основному використовується метод Рунге-Кутта, за яким є стандартні програми вирішення на персональному комп'ютері з автоматичним вибором кроку. При синтезі нелінійних вібраційних приводів будемо користуватися всіма перечисленими методами, в залежності від конкретних умов реалізації конструкції.

З метою розробки нових конструкцій приводів, які могли б адаптуватися до зміни параметрів системи проведемо структурний аналіз відомих автоколивальних приводів [1] і визначимо за їх структурою шляхи до автоматичної підналадки системи як при зміні її параметрів, так і при зміні зовнішніх чинників.

Для визначення типових ланок, з яких складається автоматична система вібраційного приводу складаємо диференціальні рівняння динаміки. Рівняння руху маси $M_{пр}$ описується диференціальним рівнянням:

$$M_{пр}\frac{d^2y}{dt^2}+k_1\frac{dy}{dt}+Cy=F(P_1-P_a), \qquad (1)$$

або застосовуючи перетворення Лапласа при нульових початкових умовах:

$$\left(\frac{M_{пр}}{C}S^2+\frac{k_1}{C}S+1\right)y=\frac{F}{C}\left(P_1-P_a\right). \quad (2)$$

Приймаємо:

$$\frac{k_1}{C}=T_1;\frac{M_{пр}}{C}=T_2^2;\frac{F}{C}=k_1;P_1-P_a=P \quad (3)$$

Тоді рівняння (1) матиме вигляд:

$$\left(T_2^2S^2+T_1S+1\right)y=K_1P \quad (4)$$

Тобто, в схемі приводу маємо коливальну ланку з передаточною функцією:

$$W_1(S)=\frac{K_1}{T_2^2S^2+T_1S+1} \quad (5)$$

При вивченні динаміки перетікання стиснутого повітря, проведемо попередній аналіз роботи системи на предмет визначення діапазону зміни вхідного тиску. Так, збільшення зусилля на штоку пневмокамери можна отримати за рахунок двох чинників:

а) збільшення величини вхідного тиску;

б) збільшення ефективної площі мембрани пневмокамери.

З метою зменшення енергозатрат та покращення екологічного стану, тобто зменшення шуму, який спричиняє різкий викид стисненого повітря в атмосферу, бажано збільшувати силу пневмокамери за рахунок збільшення ефективної площі мембрани. Тому приймаємо, що надлишковий вхідний тиск повітря в системі не перевищує $1*10^5$ Па, а це означає, що потоки повітря через критичні січення будуть знаходитись в ламінарних режимах і описуватись лінійним диференціальним рівнянням:

$$\frac{V}{R\Theta}\frac{dP_1}{dt}=\frac{f}{g}\left(P_{вх}-P_1\right). \quad (6)$$

Тоді

$$T_3\frac{dP_1}{dt}+P_1=K_2P_{вх}, \quad (7)$$

де

$$T_3=\frac{V}{R\Theta\left(f/g\right)};\quad K_2=1 \quad (8)$$

Використовуючи до (7) перетворення Лапласа при нульових початкових умовах:

$$\left(T_3S+1\right)P_1=K_2P_{вх} \quad (9)$$

Рівняння (9) є рівнянням аперіодичної ланки першого порядку, передаточна функція якої буде:

$$W_2(S)=\frac{K_2}{T_3S+1} \quad (10)$$

В першому наближенні допускаємо, що синтезовані системи є стаціонарними.

Із врахуванням вище сказаного, розглянемо конструкцію віброприводу [1]. Лінійна частина цього приводу буде визначена:

1. Коливальною системою - коливальна ланка:

$$\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) y = K_1 P \tag{11}$$

2. Пневматичною камерою віброзбудника - аперіодична ланка 1-го порядку:

$$\left(T_3 S + 1\right) P_1 = K_2 P_2 \tag{12}$$

3. Клапанною камерою - аперіодична ланка 1-го порядку:

$$\left(T_4 S + 1\right) P_2 = K_3 P_{ак} \tag{13}$$

4. Керуючою пневмокамерою - аперіодична ланка 1-го порядку:

$$\left(T_5 S + 1\right) P_3 = K_4 P_2 \tag{14}$$

Нелінійна частина приводу описується рівнянням:

$$P_{ак} = \begin{cases} P_{м1}, & \text{при } P_3 \le P_3^в \text{ і } dP_3/dt > 0 \\ P_{1а}, & \text{при } P_3 \ge P_3^з \text{ і } dP_3/dt < 0 \end{cases} \tag{15}$$

Статична характеристика нелінійної ланки подана на рис. 1.

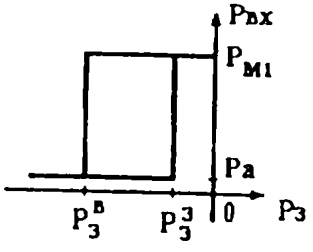


Рис. 1. Статична характеристика нелінійного елементу

Тобто, нелінійна частина приводу має нелінійну характеристику двохпозиційного реле з петлею гістерезису, ширина якої дорівнює різниці тиску $P_3^в$, при якому відкривається клапан, і тиску $P_3^з$, при якому клапан закривається.

У конструкції приводу організовано зворотній від'ємний силовий зв'язок у вигляді дроселя та управляючої камери. Таким чином, структурна схема автоколивального приводу має вигляд, поданий на рис. 2.

Аналіз структурної схеми на рис. 2 дозволяє виділити структурну схему генератора автоколивань, яка подана на рис. 3.

З рис. 3 видно, що структурна схема генератора автоколивань є генератором коливань тиску повітря. Це цілком автономна структура, функціонування якої визначається її параметрами, а коливальна система є зовнішнім навантаженням. Тобто можна зробити висновок, що для створення адаптивного вібраційного приводу необхідно, щоб коливальна система була

невід'ємною частиною генератора автоколивань і цей генератор повинен генерувати не коливання тиску, а переміщення мас у коливальній системі.

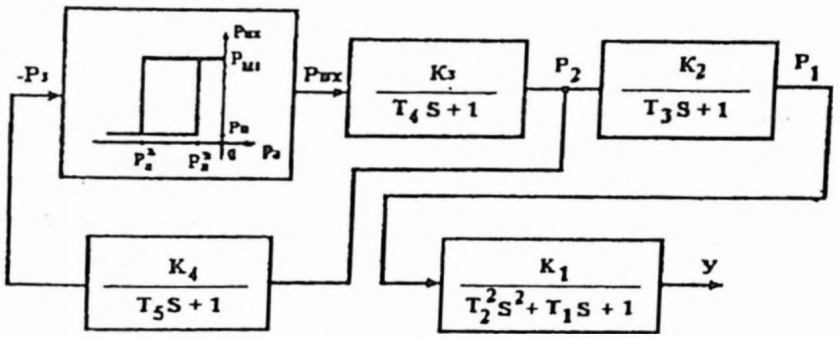


Рис. 2. Структурна схема автоколивального МПП

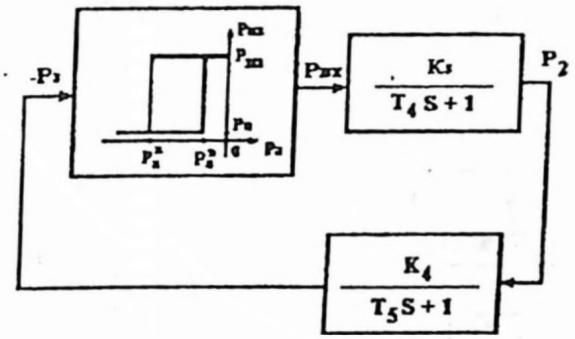


Рис. 3. Структурна схема генератора автоколивань

У системі генератора коливань тиску є тільки одна ланка, яка генерує переміщення маси. Ця ланка складається з рухомих частин реле та пружин. В генераторі коливань тиску ми її не взяли як коливальну ланку, тому що, фактично, вона виконує функції суматора (дуже малі маса і жорсткість пружини). Ввівши в генератор коливань тиску ланку з параметрами коливальної системи, будемо мати в автоматичній системі різко виражену, близьку до консервативної, ланку, яка, по суті, змінить і статичну характеристику нелінійного елемента. Тобто, система з великими масами, великими значеннями жорсткості пружньої системи на високих частотах в резонансній області приводить нелінійну характеристику реле з петлею гістерезису в статичну нелінійну характеристику ідеального двохпозиційного реле (рис. 4).

Як бачимо з рис. 4, статична характеристика нелінійного елемента є несиметричною. Тому в системі буде зміщення y_0 і тоді нелінійна частина генератора переміщень буде описуватись рівнянням:

$$P_{ак} = \begin{cases} P_м \\ P_а \end{cases}, \text{ при } \begin{matrix} y > y_0 \\ y \le y_0 \end{matrix} \qquad (16)$$

Цьому рівнянню відповідає статична характеристика, зображена на рис. 5.

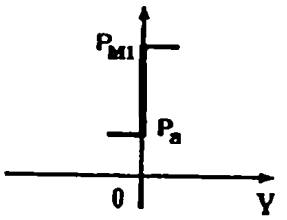


Рис. 4. Статична характеристика ідеального реле

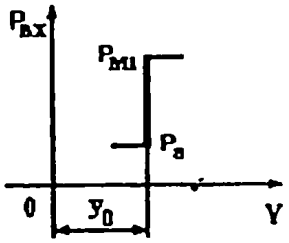


Рис.5. Статична характеристика нелінійної частини автоколивань переміщення генератора

Таким чином, синтезована структурна схема генератора автоколивань переміщення матиме вигляд, зображений на рис. 6.

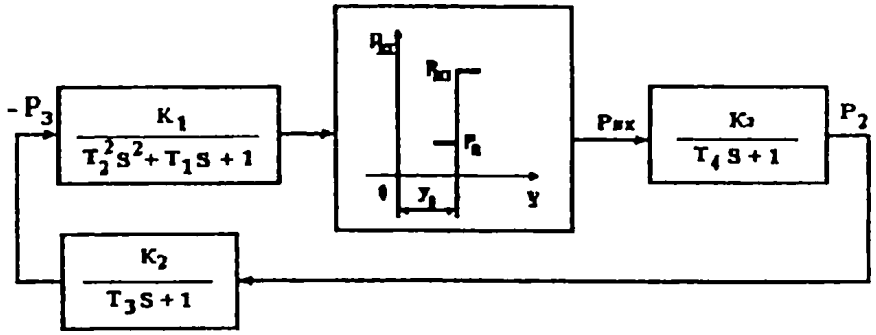


Рис.6. Структурна схема генератора автоколивань переміщення

У схемі основним генератором коливань є близька до консервативної лінійна система, а нелінійний елемент здійснює живлення лінійної частини енергією один раз за період від стороннього джерела живлення і компенсує цим розсіяну за період на опір енергію. Наявність зворотнього зв'язку в такій системі призведе до того, що система буде реагувати на власні коливання основної частоти, які прийшли на вхід по каналу оберненого зв'язку, що буде підсилювати основну гармоніку (авторезонанс) і нівелювати останні гармоніки (властивість фільтра). На основі цього генератора автоколивань переміщення можна реалізувати конструкцію адаптивного вібраційного приводу, основним елементом якого є сама динамічна система, яка виражається коливальною ланкою.

Лінійна частина такого приводу крім динамічної системи включає також клапанну камеру і пневмокамеру віброзбуджувача, які виражаються

періодичними ланками першого порядку. Нелінійна частина становить собою ідеальне двопозиційне реле.

Розглянуті нами схеми АВП відносяться до систем високого порядку. Для аналізу таких систем не можна використати ні метод припасування, ні метод точкового перетворення. Тому для визначення методики дослідження АВП потрібно провести загальний аналіз синтезованої стуктурної схеми.

Схема є нелінійною автоматичною системою високого порядку, в якій є одна нелінійна ланка з характеристикою $P = P(x)$, а всю останню частину системи, якою б складною вона не була, об'єднуємо в одну лінійну частину з передаточною функцією $W_л(S)$.

Припустимо, що в таких замкнутих автоматичних системах можливі власні періодичні коливання, які будуть становити собою автоколиваннями. Припустимо також, що у всіх структурних схемах АВП величина амплітудної характеристики на частотах вищих гармонік значно менша, ніж на першій:

$$|W_л(in\omega)| << |W_л(i\omega)|, n = 2,3... \qquad (17)$$

Це і є властивість фільтра лінійної частини системи. Такий АВП буде добре пропускати першу гармоніку нелінійних коливань і послаблювати всі вищі гармоніки. Тому зміна x на вході нелінійної ланки буде близька до синусоїди:

$$x = a \cdot \sin \omega t,$$

де а - амплітуда першої гармоніки коливань змінної x,

ω - кругова частота коливань.

Загальна структурна схема АВП буде мати вигляд, поданий на рис.7.

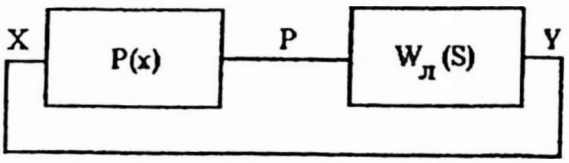


Рис.7. Загальна структурна схема АВП

При подачі на вхід $x = a \cdot \sin \omega t$ на виході нелінійної ланки отримаємо сигнал $P = P(a \cdot \sin \omega t)$. Цей періодичний вихідний сигнал нелінійної ланки розкладаємо в ряд Фур'є :

$$P = P(a \cdot \sin \omega t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t \right), \qquad (18)$$

де

$$A_0 = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} P(a \cdot \sin \omega t) dt$$

$$A_n = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} P(a \cdot \sin \omega t) \cos n\omega t dt$$

$$B_n = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} P(a \cdot \sin \omega t) \sin n\omega t dt$$

Рівняння (18) справедливе тільки для симетричних коливань. У системах, які досліджуються, нелінійна частина має несиметричну статичну характеристику і вихідна величина релейного елемента не може змінювати знак. Тому зміна x на вході нелінійної ланки має постійну складову y_0, тобто

$$x = y_0 + a \cdot \sin \omega t$$

Підсумовуючи вище приведені дані вважаєм, що коливання на вході нелінійної ланки є синусоїдальними і задача знаходження періодичних режимів в системі зведеться до визначення трьох невідомих: амплітуди автоколивань переміщення a, частоти автоколивань ω, постійної складової y_0.

Наявність в системі трьох невідомих суттєво ускладнює вирішення поставленої задачі. Для вирішення цієї задачі необхідно дослідити тільки проходження першої гармоніки по всьому замкнутому ланцюгу, не враховуючи вищих гармонік змінної P, тому що вони не проходять через лінійну частину системи. Запишем рівняння першої гармоніки змінної P:

$$P = \frac{A_0}{2} + A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t \tag{19}$$

Застосовуючи метод гармонічної лінеаризації (метод гармонічного балансу) отримаємо:

$$P = P(x) = P^0(y_0, a) + \left[q(y_0, a) + \frac{q'(a, y_0)}{\omega} S \right] a \cdot \sin \omega t \tag{20}$$

де

$$\frac{B_1}{a} = q(a, y_0),$$

$$\frac{A_1}{a} = q'(a, y_0)$$

Приймемо $\psi = \omega t$

Тоді

$$P^0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P(y_0 + a \cdot \sin \psi) d\psi \tag{21}$$

$$q = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P(y_0 + a \cdot \sin \psi) \sin \psi d\psi \tag{22}$$

$$q' = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P(y_0 + a \cdot \sin \psi) \cos \psi d\psi \tag{23}$$

Як видно з (20), вихідна величина нелінійності P має постійну складову - P^0 і періодичну складову, виражену через $a \sin \omega t$. Кожна з цих складових залежить не тільки від відповідної складової входу, але і від обох одразу. Тобто, до нелінійних автоматичних систем АВП не можна застосувати принцип суперпозиції.

Величини P^0, q і q' визначають коефіцієнти гармонічної лінеаризації нелінійних ланок. Слід відмітити, що для однозначних нелінійностей $q' = 0$. Умова виникнення в системі періодичного режиму буде:

$$\left.\begin{aligned} 20\lg L(\omega) &= 20\lg\frac{1}{q(a,y_0)} \\ \varphi(\omega) &= -\pi \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

де $q\ (a,y_0)$ для несиметричних автоколивань при нелінійній характеристиці ідеального реле визначається за формулою:

$$q(a,y_0) = \frac{1}{\pi a}\int_0^{2\pi} P\left(y_0 + a\cdot\sin\psi\right)\sin\psi d\psi \qquad (25)$$

Проаналізувавши нелінійність (рис. 8) запишемо:

$$\left.\begin{aligned} P_{вх} &= b\begin{cases} при\,\psi \in [0,\pi+\psi_1] \\ при\,\psi \in [2\pi-\psi,2\pi] \end{cases} \\ P_{ВХ} &= 0\left\{при\,\psi \in [2\pi+\psi_1,2\pi-\psi_1]\right. \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

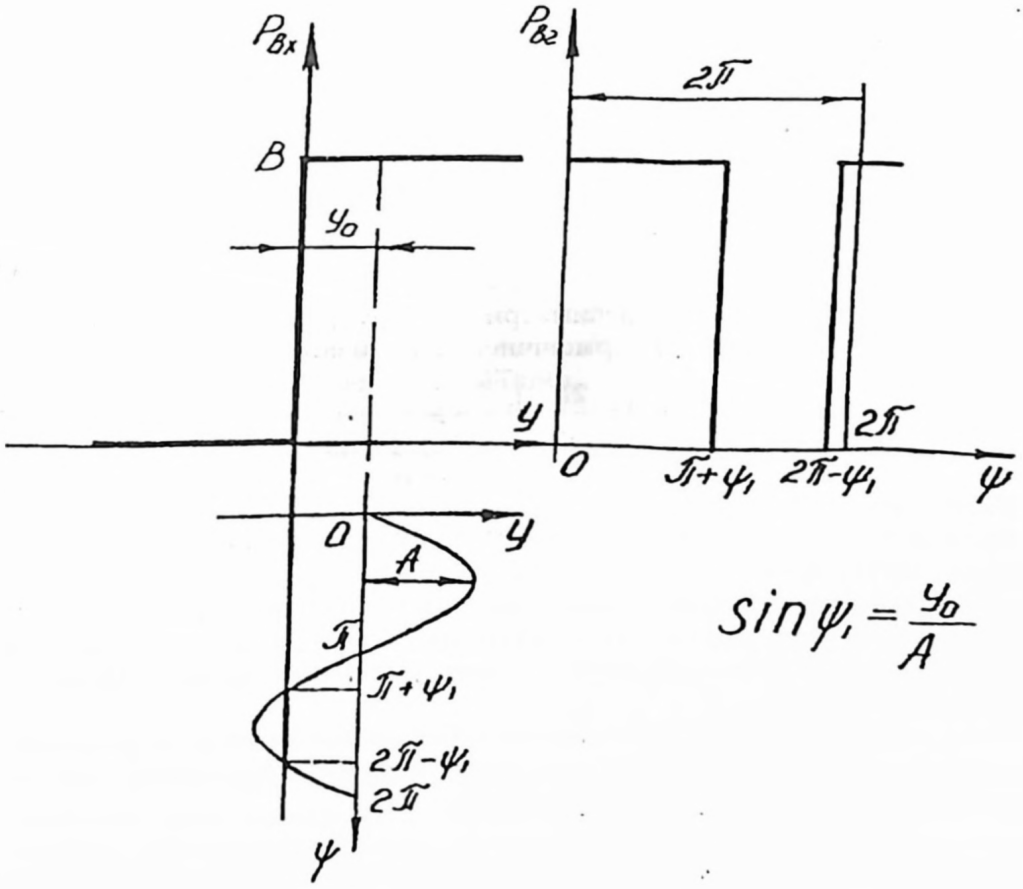


Рис. 8. Дослідження нелінійної характеристики ідеального реле із зміщенням y_0

Тоді формула (25) буде складатись з трьох інтегралів:

$$q(a,y_0)=\frac{1}{\pi a}\int_0^{\pi+\psi_1}P_{\lambda\delta}\sin\psi d\psi+\int_{\pi+\psi_1}^{2\pi-\psi_1}P_{\lambda\delta}\sin\psi d\psi+\int_{2\pi-\psi_1}^{2\pi}P_{\lambda\delta}\sin\psi d\psi=$$
$$=\frac{1}{\pi a}\left[\int_0^{\pi+\psi_1}B\sin\psi d\psi+\int_{\pi+\psi_1}^{2\pi-\psi_1}0\sin\psi d\psi+\int_{2\pi-\psi_1}^{2\pi}B\sin\psi d\psi\right] \quad (27)$$

$$\int_{\pi+\psi_1}^{2\pi+\psi_1}0\sin\psi d\psi \quad \text{, тому що } P_{вх}=0$$

Тоді

$$q(a,y_0)=\frac{1}{\pi a}\left[\int_0^{\pi+\psi_1}B\sin\psi d\psi+\int_{2\pi-\psi_1}^{2\pi}B\sin\psi d\psi\right]=\frac{1}{\pi a}\left[-B\cos\psi\Big|_0^{\pi+\psi_1}-B\cos\psi\Big|_{2\pi+\psi_1}^{2\pi}\right]=$$
$$=\frac{1}{\pi a}\left[-B\cos\psi(\pi+\psi_1)+B\cos 0-B\cos 2\pi+B\cos(2\pi+\psi_1)\right]= \quad (28)$$
$$=\frac{1}{\pi a}\left[B\cos\psi_1+B-B+B\cos\psi_1\right]=\frac{1}{\pi a}2B\cos\psi_1$$

Так як $\sin\psi_1=\frac{y_0}{a}$; $\sin^2\psi_1+\cos^2=1$,

$$\cos^2\psi_1=\sqrt{1-\sin^2\psi_1}=\sqrt{1-\frac{y_0^2}{a^2}} \quad (29)$$

Отже, для нелінійності з несиметричною статичною характеристикою зображеною на рис. 5 коефіцієнт гармонічної лінеаризації буде

$$q(a,y_0)=\frac{2B}{\pi a}\sqrt{1-\frac{y_0^2}{a^2}} \quad (30)$$

Висновки

Проведені дослідження дозволили синтезувати структурну схему адаптивного вібраційного приводу великої потужності для вібраційних сепараторів зерна і транспортерів для розділення цукрових буряків і землі.

Розроблена структурна схема приводу є генератором автоколивань переміщення і може використовуватись в конструктивних схемах вібраційних машин резонансного типу.

Таке вирішення дозволяє замінити дебалансний привод на адаптивний пневматичний вібраційний привод, що різко знижує енергетичні затрати і стабілізує продуктивність вібраційної машини.

Summary: Conducted researches allowed to synthesis the structural scheme of adapted vibrational drive of a large power for vibrational separators conveyers for grain and of sugar beet and swamp.

Elaborated structural scheme of drive is a generatar of autooscilation transference and it can be used in constructional scheme of vibrational machines of resonanced type.

Such decision allows to substitute disbalanced drive with the adapted pneumatic vibrational drive, which considerably decreases makes the energetic expanse drops and stabilizes the productivity of vibrational machines.

Література

1. А.с. СССР № 132048, Пневматичний вібраційний бункер, Кобилюх Б.Ф., Рабінович А.Н., офіційний бюлетень "Изобретения".- № 18.- 1960.
2. Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1988