

РОЗРАХУНОК ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ КУТОВИХ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО БУНКЕРНОГО ДОЗАТОРА

Євков Д.Є. (каф. АКМ, НУ "Львівська політехніка", м. Львів, Україна)

З кожним роком пакувальна галузь в Україні набирає все більших масштабів. Створюються нові зразки високопродуктивного пакувального обладнання, дозувальні пристрої, завдання яких – формування вмісту майбутньої упаковки. Серед широкого загалу різних за конструкцією дозаторів чинне місце займають вібраційні бункерні дозатори з електромагнітним приводом, які реалізують об'ємний спосіб дозування. Робота таких дозаторів базується на використанні процесу вібраційного транспортування.

Конструкція вібраційного бункерного дозатора представлена у вигляді трьохмасної коливальної системи з еліптичною траєкторією коливань точки на поверхні чаші дозатора 1 (активної маси) (рис.1).

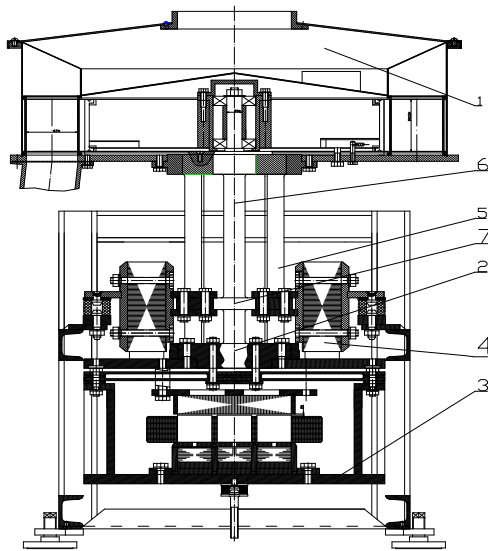


Рис.1. Загальний вигляд дозатора

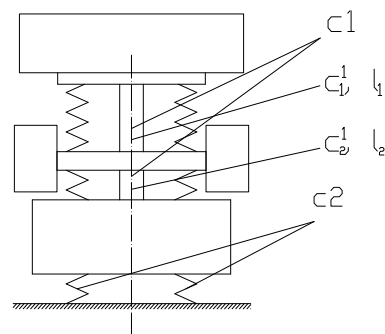


Рис.2. Модель двохмасної системи

Маси 2 та 3 є реактивними і коливаються у протифазі до маси 1 за допомогою комбінованої пружної системи куткових коливань у вигляді циліндричного 6 та гратчастого 5 торсіонів. Приводом куткових коливань служать 4 електромагнітні віброзбудники, які працюють за двохтактною схемою. Вертикальна складова коливань, яка визначає режим вібротранспортування забезпечується пружною системою у вигляді плоских пружин та електромагнітом, який встановлений на масі 3.

З точки зору забезпечення високої продуктивності дозатора зацікавленість викликають параметри пружної системи куткових коливань, які визначають горизонтальну складову амплітуди, а, відповідно, і швидкість вібротранспортування сипкого матеріалу. Оскільки такий дозатор працює у біля резонансному режимі, то необхідно забезпечити певну жорсткість пружної системи, яка б забезпечувала ефективний режим роботи при мінімальному споживанні енергії електромагнітами. Тому необхідно розрахувати параметри циліндричного та гратчастого торсіонів, які б забезпечили стійку роботу дозатора при повному резонансному відлагодженні системи.

Модель двохмасної системи для розрахунку кутових коливань зображена на рис.2

Диференційне рівняння руху двох мас, які знаходяться під дією гармонійної збуджуючої сили $F \sin \omega t$, буде мати вигляд [1]:

$$\begin{cases} \frac{d^2}{dt^2} \theta_1 \cdot I_1 = -c_1(\theta_1 - \theta_2) - F \cdot R \cdot \sin \omega t \\ \frac{d^2}{dt^2} \theta_2 \cdot I_2 = -c_2 \theta_2 + c_1(\theta_1 - \theta_2) + F \cdot R \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

де $\begin{cases} \theta_1 = \frac{2A_{k1}}{r_1} \cdot \sin \omega t \\ \theta_2 = \frac{2A_{k2}}{r_2} \cdot \sin \omega t \end{cases}$ - частковий розв'язок рівняння (1)

θ_1, θ_2 - відповідно кути кручення торсіона;

A_{k1}, A_{k2} - амплітуди кутових коливань 1-ї і 2-ї мас;

r_1, r_2 - радіуси кутових коливань.

Підставивши частковий розв'язок рівняння у рівняння 1, двічі продиференціювавши по t , отримаємо відношення амплітуд:

$$\frac{A_{k1}}{A_{k2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} = \frac{c_2 - I_2 \cdot \omega^2}{I_1 \cdot \omega^2}$$

Часткове рівняння системи отримується при усуненні змушуючої сили, прийнявши, що $F=0$, отримаємо:

$$\begin{cases} -I_1 \cdot \omega^2 \cdot \frac{A_{k1}}{r_1} = c_1 \left(\frac{A_{k1}}{r_1} - \frac{A_{k2}}{r_2} \right) \\ I_2 \omega^2 \cdot \frac{A_{k2}}{r_2} = -c_2 \cdot \frac{A_{k2}}{r_2} + c_1 \left(\frac{A_{k1}}{r_1} - \frac{A_{k2}}{r_2} \right) \end{cases} \rightarrow \omega^4 - \omega^2 \left(\frac{c_1}{I_2} + \frac{c_2}{I_2} + \frac{c_1}{I_1} \right) - \frac{c_1 \cdot c_2}{I_1 \cdot I_2} = 0, \quad (2)$$

Для спрощення обрахунків першочергово прийемо, що жорсткість c_2 амортизаційних підвісок набагато менша за c_1 пружної системи і нею можна знехтувати, тоді рівняння (2) прийме вигляд:

$$\omega = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \cdot c_1}$$

- ω - колова частота коливань $\omega = 2\pi \nu$, де ν - частота коливань системи;
- I_1 і I_2 - моменти інерції 1-ї і 2-ї мас;
- c_1 і c_2 - відповідно сумарна жорсткість пружної системи (п. с.) і амортизаційних підвісок.

Сумарна жорсткість п. с. $c_1 = c_1^I + c_1^{II}$ - буде складатися із жорсткості циліндричного го торсіону $c_1^I = \frac{c_1^I \cdot c_2^I}{c_1^I + c_2^I}$, і жорсткості ґратчастого торсіону.

$c_1^{II} = \frac{c_1^{II} \cdot c_2^{II}}{c_1^{II} + c_2^{II}}$, $c_1^I, c_2^I, c_1^{II}, c_2^{II}$ - жорсткість верхньої і нижньої частин циліндричного і ґратчастого торсіонів.

З умови роботи циліндричного торсіону на кручення відомо, що: $c_1^1 = \frac{G \cdot I_p \cdot \varphi}{l}$, де

$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ - полярний момент інерції; $G = 7.65 \cdot 10^{10}$ - модуль зсуву;

l - довжина торсіону; φ - кут закручування.

З іншої сторони жорсткість рівна $c = \frac{I \cdot \omega^2 \cdot \varphi}{z^2}$, де z - резонансне відлагодження (приймаємо $z = \omega / \omega_0 = 0.93..0.96$).

Прирівнявши два рівняння, і, виконавши деякі спрощення, отримаємо формулу для визначення діаметра торсіону

$$d = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{8\pi \cdot \nu^2 \cdot l \cdot I_{np}}{G \cdot z^2}}$$

Для розрахунку параметрів гратчастого торсіону можна використати формулу, запропоновану [2], оскільки усі припущення і процес коливання ідентичні даній моделі вібраційного бункерного дозатора (рис. 3, 4, 5).

Тому для визначення товщини пера гратчастого торсіону можна використати вираз:

$$b = \sqrt[4]{\frac{I_{np} \cdot \omega^2 \cdot l_1^3}{z^2 \cdot n \cdot \gamma \cdot (E R^2 + \beta \cdot G \cdot l_1^2)}}$$

де $I_{np} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2}$ - приведений момент інерції; n - кількість пер торсіону; $\gamma = \frac{h}{b}$;

$E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па - модуль пружності; β - коефіцієнт, який залежить від співвідношення сторін b та h [3].

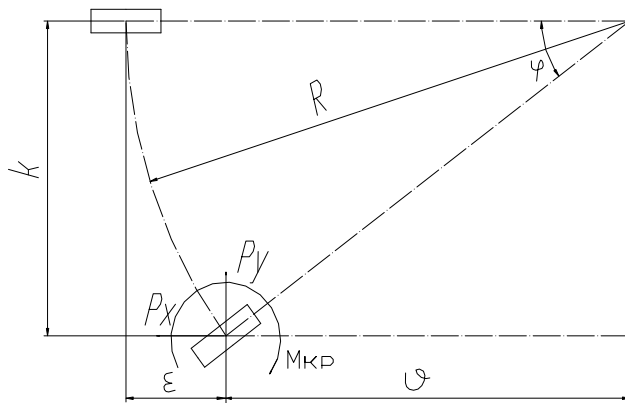


Рис. 3. Геометрія руху одного кінця плоского пружного стер-жня відносно другого

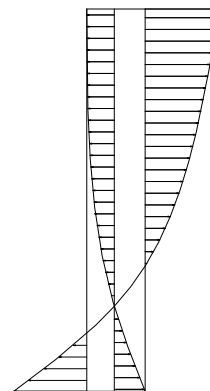


Рис.4. Розподіл напружень при крученні і згині плоского пружного стер-жня

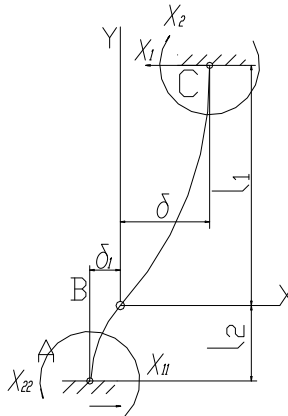


Рис.5. Плоска фізична модель навантаженого пружного стержня

Жорсткості нижньої частини циліндричного і ґратчастого торсіонів можна визначити наступним чином:

$$c_2^1 = c_1^1 \cdot \frac{l_1}{l_2} \quad c_2^{11} = c_1^{11} \cdot \frac{l_1}{l_2}.$$

Для забезпечення ефективної роботи дозатора необхідно забезпечити значну амплітуду кутових коливань (до 5 мм і більше) при заданій жорсткості пружної системи. Цього можна досягти збільшенням потужності приводу, або його вмілим розташуванням. Тому зацікавленість викликає оптимізація параметрів приводу дозатора з точки зору забезпечення максимальної продуктивності та мінімізації енерговитрат. Ці дослідження проводяться і результати їх будуть оприлюднені у подальших публікаціях.

Список літератури: 1. Повідайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. Машгиз. М, 1962. 2. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Шпак Я.В. Стаття. Розрахунок на жорсткість комбінованої вертикальної пружної системи резонансної вібраційної притирочної машини з кутовими коливаннями, - Львів: НУ "ЛП", 2003. – 9с. 3. П.А. Степин. Соппротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1973. – 327 с.

ОСОБЛИВОСТІ УПАКОВКИ ПРОДУКТІВ МАЛИМИ ПОРЦІЯМИ

Равлюк І.Г. (каф. АКМ, НУ "Львівська політехніка", м. Львів, Україна)

Історично склалося, що упаковка товарів малими порціями (невеликою вагою) у нашій країні не дуже поширена, адже за часів дефіциту звикли купувати усе великими упаковками, взпас, а дома пересипати (чи переливати) невитрачену частину продукту в які-небудь баночки. В розвинених країнах упаковка малими порціями дуже поширена, і навіть сприяє збільшенню популярності продукту і зростанню обсягу продажу. Перехід на порціонне пакування приносить товаровиробнику подвійну вигоду: продукт частіше купують через зручність використання і доступність ціни, а вартість порції товару зростає в 5–10 разів.

Розглянемо в яких випадках доцільно використовувати упаковку малими порціями і які проблеми може вирішити даний тип упаковки.

Пакування продуктів, що використовуються малими порціями. У першу чергу, до таких продуктів відносяться спеції. Слід зазначити, що спеції і зараз дуже часто продаються в пакетах невеликого об'єму, однак питання не в абсолютній величині, а у відносній. Більшість спецій упаковується в пакети об'ємом 50-100 г, а порційні витрати їх складають лише 1–2 г, отже зберігати його прийдеться довго, або продукт відразу пересипати в спеціальну баночку.

Інша справа, якби спеції продавались в маленьких пакетах по 3–5 г. Тоді їх можна було б відкривати безпосередньо в процесі приготування блюда і, з одного боку, мати завжди свіжі спеції, а з іншого боку - не виникала б потреба з їх пересипанням.

Як показує досвід країн з розвиненою торгівельною інфраструктурою, що найбільшим попитом користуються порційні компактні пакети із щільного матеріалу, оскільки, пакети великого об'єму виглядають менш надійно, вони частіше втрачають товарний вид при збереженні і транспортуванні, а також сучасна домогосподарка готова заплатити більшу суму за зручний пакет меншого розфасування.

Пакування продуктів швидкого приготування. Усе більше товаровиробників освоюють випуск продуктів швидкого приготування. В цьому випадку упаковка повинна бути розрахована так, щоб її вистачило на одну (рідше — на дві-три) порцію. Останнім часом стало популярним додавати до блюда окремо упаковані приправи і соуси. Причому, в ряді випадків смакові добавки також додаються у окремому пакеті, а не вводяться в основний продукт ("мівіна" та інші).

Однією із проблем, що стоїть перед виробником порційної упаковки звичайно є вибір матеріалу в кожному конкретному випадку. Усе залежить від біохімічного складу продукту, що підлягає фасуванню, необхідного обсягу, терміну збереження і, не в останню чергу, від ціни.

Звичайно основними вимогами, що ставляться до матеріалів порціонних упаковок є:

- **Вологонепроникливість.** Дана вимога ставиться як для пакування сипких продуктів, так для пастоподібних і рідких, оскільки упаковка повинна надійно захистити продукт від небажаного проникнення вологи (як зовні, так і зсередини);
- **Жиростійкість, жиропроникливість.** Особливо актуальна ця вимога для порціонного пакування жиромістких харчових продуктів і різноманітних косметичних засобів;
- **Світлопроникливість.** Ця властивість актуальна для таких харчових продуктів, які чутливі до впливу світла, що в більшості випадків приводить до розчеплення вітамінів, прогіркнення жирів та зміни кольору;
- **Газопроникливість.** Для деяких видів продукції, наприклад, чаю, кави, спецій, дуже важливо, щоб продукт з однієї сторони не видихався, а з іншого боку - не втягував запахи ззовні. У цьому випадку виправдане використання матеріалів з високими бар'єрними властивостями, для чого часто використовують алюмінієву фольгу і рідше — ПЕТ;
- **Захист від забруднень.** Іноді деякі продукти необхідно лише захистити від проникнення бруду і пилу під час транспортування;
- **Технологічність.** Можливість використання пакувального матеріалу на сучасному високотехнологічному обладнанні.

Застосування для упаковки продуктів сучасних багатошарових і комбінованих матеріалів дозволяє вибрати необхідний матеріал у кожному конкретному випадку. Враховуючи основні захисні властивості пакувальних матеріалів (Таблиця 1) можна підібрати необхідну плівку для певного технологічного процесу пакування. Найбільш

часто застосовуються комбінації поліетилену (ПЕ) з папером, поліамідом (ПА), поліетилентерефталатом (ПЕТ), поліпропіленом (ПП) чи фольгою. Поліетилен, як правило, виконує технологічну функцію (термозварювання). Для забезпечення захисних властивостей використовується фольга, папір і поліпропілен. ПЕТ-напиленний виконує бар'єрну функцію. Бар'єрні властивості ПЕТ використовуються при пакуванні кетчупів, соусів, майонезу і гірчиці.

Таблиця 1. Основні властивості компонентів в багатошарових плівках

Пакувальний матеріал	Зварювання	Вологонепроникливість	Газонепроникливість	Міцність	Формостійкість	Світлопроникливість	Жиростійкість	Термостійкість	Морозостійкість
ПЕНЦ	++	++	+-	+-	-	+	-	-	++
ЛПЕНЦ	+	++	+-	+	--	+	-	-	+
ПП	-	+	+-	+	--	+	+-	+	-
ОПП	+	++	+	++	--	++	+-	+	+
ПЕТ	--	+	++	++	--	++	+	+	+
ПА	--	+-	++	++	--	+	+	++	++
Папір	--	--	--	-	+	+-	+-	+-	+
ФАЛ	--	++	++	-	++	--	++	++	++

Компоненти багатошарових плівок: ПЕНЦ- поліетилен низької щільності; ЛПЕНЦ- лінійний поліетилен низької щільності; ПП- поліпропілен; ОПП – орієнтований поліпропілен; ПЕТ- поліетилентерефталат; ПА - поліамід; ФАЛ – фольга алюмінієва.

Властивість: ++ відмінна; + добра; +- задовільна; - погана; -- дуже погана.

Вирішенням проблем з виготовленням обладнання для порційного пакування виробів займаються багато вітчизняних фірм, у тому числі Національний університет “Львівська політехніка”. Характерними особливостями, що ставляться до обладнання для фасування у порційні пакети є: невеликі габарити, низькі енергопотреби, низький рівень шуму, а також простота в експлуатації. Дане обладнання також повинно забезпечувати: візуальний контроль температурного режиму, можливість працювати по фотомітці, здійснювати зміну швидкості процесу упаковки, розмірів пакета та меж дозування, можливість використання плівок з різних матеріалів, зокрема, що містять поліетилен чи мають ПЕ-напилення.

У залежності від продукту машини можуть комплектуватися дозаторами різних типів: об'ємними, шнековими, рідинними чи лічильними вібротранспортерами. Машини з об'ємним дозатором служать для фасування й пакування сипучих продуктів (кава, чай, сіль, цукор, горіхи). Машини зі шнековим дозатором призначені для порошкоподібних продуктів, що порошать, (мелена кава, перець, інші спеції, сухі вершки); з рідинним дозатором - для рідких, пастоподібних, важкотекучих продуктів (кетчуп, майонез, гірчиця, креми, шампуні).



Рис.1 Фасувально-пакувальний універсальний автомат



Рис.2. Сформовані пакети

Розроблений у НУ “Львівська політехніка” пакувальний автомат (рис.1) працює в автоматичному режимі, забезпечує контроль натягу пакувального матеріалу і кількість виготовлених пакетів з можливістю подачі звукового сигналу під час виготовлення певної партії продукції. Надійний і стабільний контроль довжини пакету здійснюється за допомогою фотоелементів, під час використання пакувального матеріалу з нанесеною колірною міткою. Розрізання плівкового матеріалу з подальшим складанням його у пакет дозволяє використовувати фіксований двосторонній друк на пакетах, що значно покращує дизайн упаковки (рис.2). Крім того, можливе автоматичне нанесення дати виготовлення товару і надрізу для швидкого розкривання пакета.

Використання оригінальної зварювальної колодки дозволяє виготовлення спареного перфорованого пакету. Усі механічні деталі, які контактують з фасувальним продуктом, виготовлені з нержавіючої сталі.

Завдяки невеликій вазі і габаритам, автомат не має потреби в закладці фундаменту й анкеруванні. Використання сучасних мікро контролерів та пневмoeлементів фірм “Festo”, “Camozzi” дозволяє значно збільшити надійність обладнання.

Список літератури: 1.Ориентированные полипропиленовые пленки / Замотаев П.В. К.: ИАЦ «Упаковка» 1998., 64с. 2. .Муравин Я.Г. Толмачева М.Н., Додонов А.М. Применение полимерных и комбинированных материалов для упаковки пищевых продуктов. М.,: Агропромиздат, 1985. 205 с. 3. В.А. Шкурин. Технические средства и оборудование для пакетирования продукции. М.; 1987.

К РАСЧЕТУ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ВАЛУ РОТОРА ДЛЯ ВЫСАДКИ ИЗДЕЛИЙ МЕТОДОМ СОВМЕЩЕНИЯ ДВИЖЕНИЙ

Чернышев Е.А. (каф. ТМ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

Одним из важных параметров технологических машин есть их производительность. К системам высокой производительности относятся роторные линии, позволяющие достичь высоких технико-экономических показателей.

В современных условиях важно сочетать высокую производительность с такими качествами как гибкость, быстросменность, надежность. Если первым двум автоматические роторные линии не удовлетворяют в полной мере, то требуемую надежность можно обеспечить, в том числе особенностями конструкции; при совмещении транспортного и технологического движений отпадает необходимость в специальном механизме, выполняющем рабочий ход инструмента. На стадии расчета необходимо определить ряд важных параметров, к которым относится и мощность двигателя. При этом наиболее сложным является расчет крутящего момента на валу рабочего ротора.

Целью расчета является определение конструктивных параметров рабочего ротора для высадки изделий методом совмещения движений. При этом должны быть решены следующие задачи: проанализированы действующие при высадке нагрузки, их влияние на работу ротора, а также способы их расчета.

Приведем метод приближенного расчета крутящего момента на валу ротора для высадки шляпки гвоздя. Для расчета существенным в конструкции ротора есть то, что под углом ω к вертикальной оси наклонена планшайба 1, на которой установлены пуансоны, осуществляющие по мере вращения высадку шляпки гвоздя [1]. Заготовка при этом находится в разжимной матрице, которая через тело качения обкатывается по боковому копиру. Копир предотвращает разжатие матрицы под действием расплющивания металла и создает усилие закрепления заготовки – силу трения на стержне, направленную вертикально вверх.

Рассмотрим кинематику движения при прецессионном качании [2], позволяющем совместить транспортное и технологическое движения. Из теоретической механики известно, что относительное положение двух прямоугольных систем координат $Ox_1y_1z_1$ и $Ox_2y_2z_2$ с единым началом координат определяется тремя углами (рис.1), введенными Л. Эйлером в 1748 г.

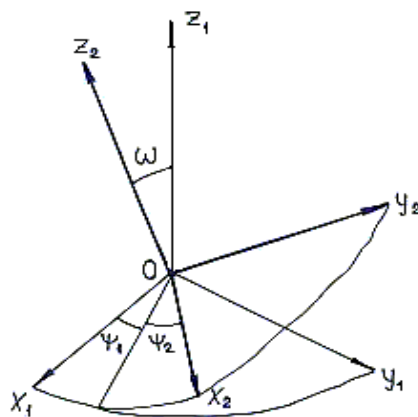


Рис.1. Углы Эйлера

Если связать наклонную планшайбу с системой $Ox_2y_2z_2$, то связь между координатами в относительных движениях определяется уравнениями [2]:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 \left(1 - 2 \cos^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}\right) - y_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + z_1 \cos \psi \sin \omega, \\ y_2 &= -x_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + y_1 \left(1 - 2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}\right) + z_1 \sin \psi \sin \omega, \\ z_2 &= -x_1 \cos \psi \sin \omega - y_1 \sin \psi \sin \omega + z_1 \cos \omega; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ω - угол перекоса осей валов ротора и планшайбы (угол нутации), ψ - угол, равный углам прецессии ψ_1 и собственного вращения ψ_2 . Последнее условие выражает равенство угловых скоростей вращения инструмента и заготовки вокруг своих осей.

При этом на заготовку действует сила высадки, которую разложим по трем осям (рис.2).

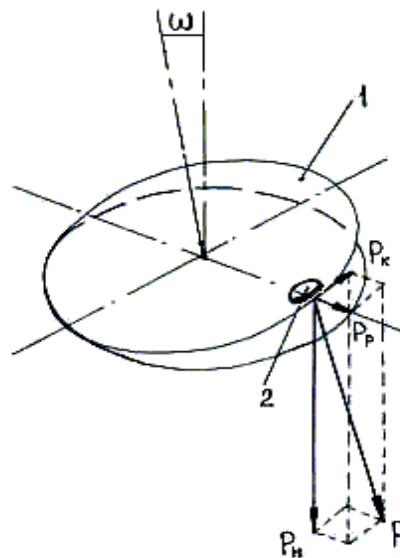


Рис.2. Схема действующих сил

Для описания действующих на заготовку сил введем понятия радиальной и касательной плоскостей. Радиальной назовем плоскость, проходящую через радиус начальной окружности и перпендикулярную к плоскости начальной окружности. Касательной назовем плоскость, перпендикулярную к плоскости начальной окружности и проходящую через касательную к начальной окружности. Очевидно, что радиальная и касательная силы определяются следующим образом:

$$P_r = P \cdot \sin \gamma_p, \quad (2)$$

$$P_k = P \cdot \sin \gamma_k, \quad (3)$$

где γ_p , γ_k - углы наклона торца пуансона к горизонтальной плоскости соответственно в радиальной и касательной плоскостях.

Геометрические расчеты показывают, что угла $\omega = 1^\circ$ вполне достаточно для осуществления процесса высадки. Если в момент окончания высадки торец пуансона параллелен горизонтальной плоскости, то за четверть оборота до этого имеют место следующие соотношения: $\gamma_p = \omega$, $\gamma_k = \omega$. Примерно в это время пуансон вступает в контакт с заготовкой. При этом силы P_p , P_k определяются по формулам (2), (3) и составляют менее 2% от общей силы высадки. Поэтому пренебрежем этими силами.

Главная составляющая в процессе высадки – нормальная сила P_n , которая и является полезной силой, осуществляющей высадку шляпки. Эпюра давлений (рис.3) имеет вид окружности, в каждой точке которой давление равно некоторому напряжению σ_T , зависящему в конечном счете от напряжения текучести материала.

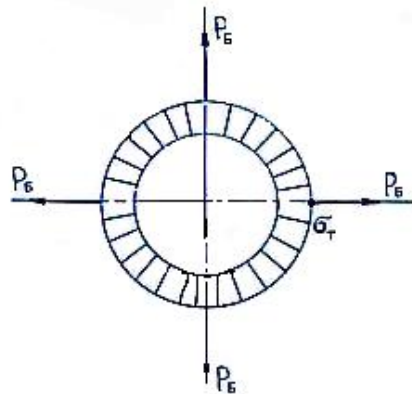


Рис.3. Эпюра давлений

Разложим суммарную силу, действующую на стенки матрицы от расплющивания металла, на 4 составляющие P_6 , которые определим следующим образом:

$$P_6 = \frac{l}{4} \sigma_T \cdot (S_1 + S_2 \sin \beta), \quad (4)$$

где S_1 , S_2 – площади боковых поверхностей соответственно цилиндра и конуса матрицы, образующих шляпку гвоздя (рис.4).

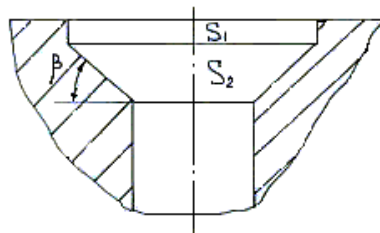


Рис.4. Осевое сечение матрицы

Силы P_6 , параллельные вектору линейной скорости, не учитываем, так как они действуют на матрицу, пытаясь ее разжать: по значению этих сил рассчитываются конструктивные параметры матрицы. Две другие силы P_6 лежат в радиальном направлении, одна из которых увеличивает силу трения качения тела качения о копир, а другая – деформацию вала и дополнительное трение в опорах. Крутящий момент, необходимый для преодоления первой силы:

$$M_1 = P_6 \cdot f_1 \cdot R, \quad (5)$$

где f_1 – коэффициент трения качения тела качения о копира,

R – радиус трения.

Крутящий момент, необходимый для преодоления второй силы:

$$M_2 = P_6 \cdot f_2 \cdot r_3, \quad (6)$$

где f_2 – коэффициент трения в опорах,

r_3 – эффективный радиус подшипника.

В каждый момент времени происходит высадка нескольких шляпок, поэтому формула крутящего момента будет иметь вид:

$$M = \sum_{i=1}^n (M_{1i} + M_{2i})^2 + M_{ер}, \quad (7)$$

где i – порядковый номер обрабатываемой заготовки,

n – число одновременно обрабатываемых заготовок,

$M_{ер}$ – момент других вредных сопротивлений (трение в подшипниках от собственного веса ротора, трение от погрешностей установки подшипников и др.)

Эта формула учитывает также и стадию высадки каждой заготовки: в соотношениях (4) и (5) σ_t является функцией от степени деформации [3]. Конечная формула будет иметь вид:

$$M_{общ} = k \cdot M, \quad (8)$$

где k – коэффициент запаса.

В соотношениях (4) – (6) заложены неточности: неизвестна зависимость площади, на которую оказывается давления металла, от степени деформации, хотя для напряжения текучести эти зависимости получены [3]. В конечном счете нет функций вида $P_6 = f(t)$ или $P_6 = f(\varepsilon)$, где t – время, ε – степень деформации. Все это необходимо учесть в коэффициенте запаса. В каждом конкретном случае в зависимости от того, с какой точностью ведутся расчеты и что учитывается, а чем пренебрегаем, можно определить необходимый коэффициент запаса. Так как при решении сделан ряд допущений, то приведенный метод может использоваться при инженерных расчетах.

Таким образом, расчет крутящего момента на валу ротора позволяет определить действующие при высадке нагрузки, их влияние на конструкцию. Поэтому полученные зависимости можно использовать при расчете конструктивных параметров ротора, проверке прочности и пр.

Список литературы: 1. Чернышев Е. А., Михайлов А. Н. К вопросу проектирования автоматических роторных линий для производства гвоздей/ Студенческий научно-технический журнал «Инженер». – Донецк: ДонНТУ, 2002. С. 38 – 43. 2. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – 379 с. 3. Г. А. Навроцкий. Холодная объемная штамповка. Справочник – М.: Машиностроение, 1973. – 628 с.

К ПЕРЕХОДУ НА РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА И УПРАВЛЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ДХБК

Хоменко В.Н., Топчий В.А., Борисенко В.Ф.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В хлопкопрядильном производстве на качество выпускаемой продукции существенное влияние оказывают такие показатели качества окружающей воздушной среды, как влажность и температура. Об их влиянии можно судить, основываясь на зависимостях $\Delta p^*(\varphi_B^*)$, $\Delta l^*(\varphi_B^*)$, приведенных на рис. 1.

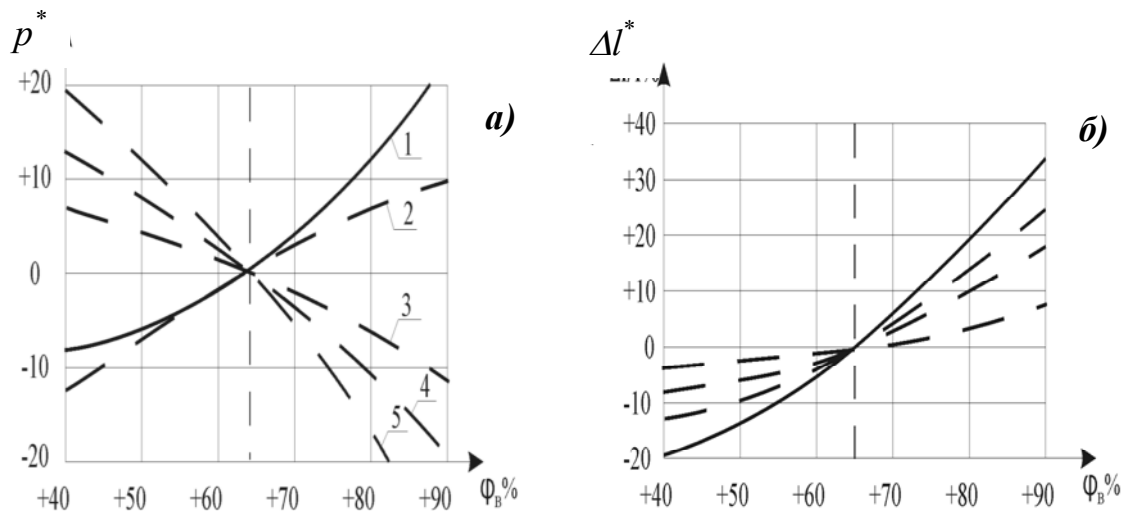


Рис. 1. Зависимости $\Delta p^*(\varphi_B^*)$ - а), $\Delta l^*(\varphi_B^*)$ - б)

Зависимость $\Delta p^*(\varphi_B^*)$ показывает изменение механических свойств (прочности) волокна пяти материалов при разных влажностных условиях в цеху.

Δl^* – удлинение при обрыве, – как видно из рис. 1 б), в большей степени зависит от влажности. Получение желаемых прочностных свойств волокна возможно при поддержании в рамках цеха оптимальных соотношений между влажностью и температурой. Последнее может быть достигнуто за счет использования промышленных кондиционеров с камерой орошения, снабжаемых блоками датчиков влажности и температуры, а также системы управления приводами кондиционеров.

Если в системе управления электроприводами учесть тот факт, что в большинстве случаев приводные двигатели установок кондиционирования работают с недогрузкой, можно будет избежать значительных потерь электроэнергии. На Донецком хлопчатобумажном комбинате (ДХБК) (на прядильно-ткацких фабриках (ПТФ-1 и ПТФ-2) и отделочной фабрике (ОФ)) были произведены замеры мощности, потребляемой двигателями работающих там промышленных кондиционеров. На ПТФ-1 и ПТФ-2 имеются промышленные кондиционеры, которые осуществляют нагнетание воздуха в цех и увлажнение, вытяжку воздуха. На ОФ по технологии осуществляется только нагнетание и увлажнение воздуха, поэтому кондиционеры на ОФ имеют название приточных камер. Для выявления общих закономерностей энергопотребления достаточно привести дан-

ные по одной фабрике – ПТФ-1. На ПТФ-1 имеется 25 кондиционеров. Измерения проводились в марте, апреле и августе месяцах.

Таблица 1. Энергопотребление двигателей кондиционеров ДХБК

Фабрика	Суммарная мощность, кВт			
	установленная	потребляемая (март)	потребляемая (апрель)	потребляемая (август)
ПТФ-1	5080	1278	2085	2751

Как видно из таблицы, относительная суммарная нагрузка двигателей на ПТФ-1 в марте – 25.2%, в апреле – 41%, в августе – 54.2%, т. е. двигатели промышленных кондиционеров работают с большой недогрузкой, что отрицательно сказывается на энергетических показателях системы энергоснабжения предприятия.

На основании экспериментальных данных была построена аппроксимирующая кривая $P(t)$ (рис. 2), которая в дальнейшем корректировалась при получении новых данных.

Можно предположить, что энергопотребление кондиционеров ДХБК изменяется по закону близкому к синусоидальному. С учетом данных измерений (см. табл. 1), получаем аппроксимирующую зависимость в виде:

$$P = 1687.1 + 1503.9 \sin\left(\frac{\pi}{6}t - \frac{2\pi}{3}\right), \quad (1)$$

где P – суммарная мощность, потребляемая кондиционерами ПТФ-1, кВт;
 t – время, мес.

Из рис. 2 видно, что максимальная потребляемая двигателями кондиционеров ПТФ-1 мощность составляет 62.8% от установленной. Недогрузка двигателей **промышленных** кондиционеров ведет к увеличению потребляемой ими реактивной мощности. Существенно снизить потребляемую двигателями реактивную мощность позволяет поддержание его коэффициента мощности на уровне, равном номинальному коэффициенту мощности. Этого можно достичь путем регулирования питающего напря-

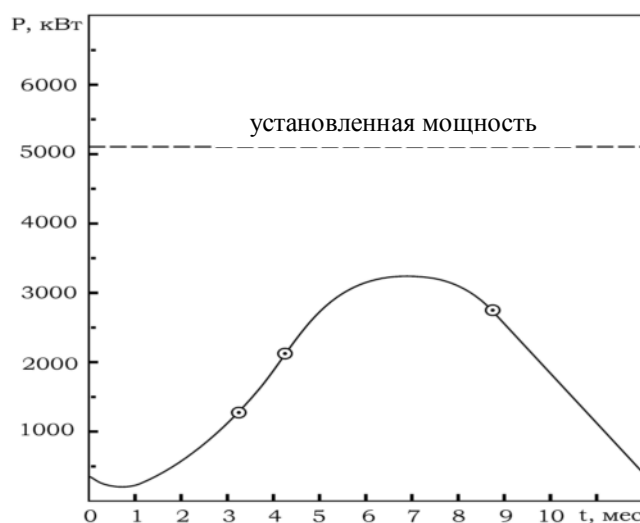


Рис. 2. График загрузки двигателей кондиционеров ПТФ-1.

жения по закону:

$$K_U = \sqrt{M_C^*}, \quad (2)$$

где K_U – коэффициент регулирования напряжения;

M_C^* – момент сопротивления на валу двигателя, выраженный в относительных единицах.

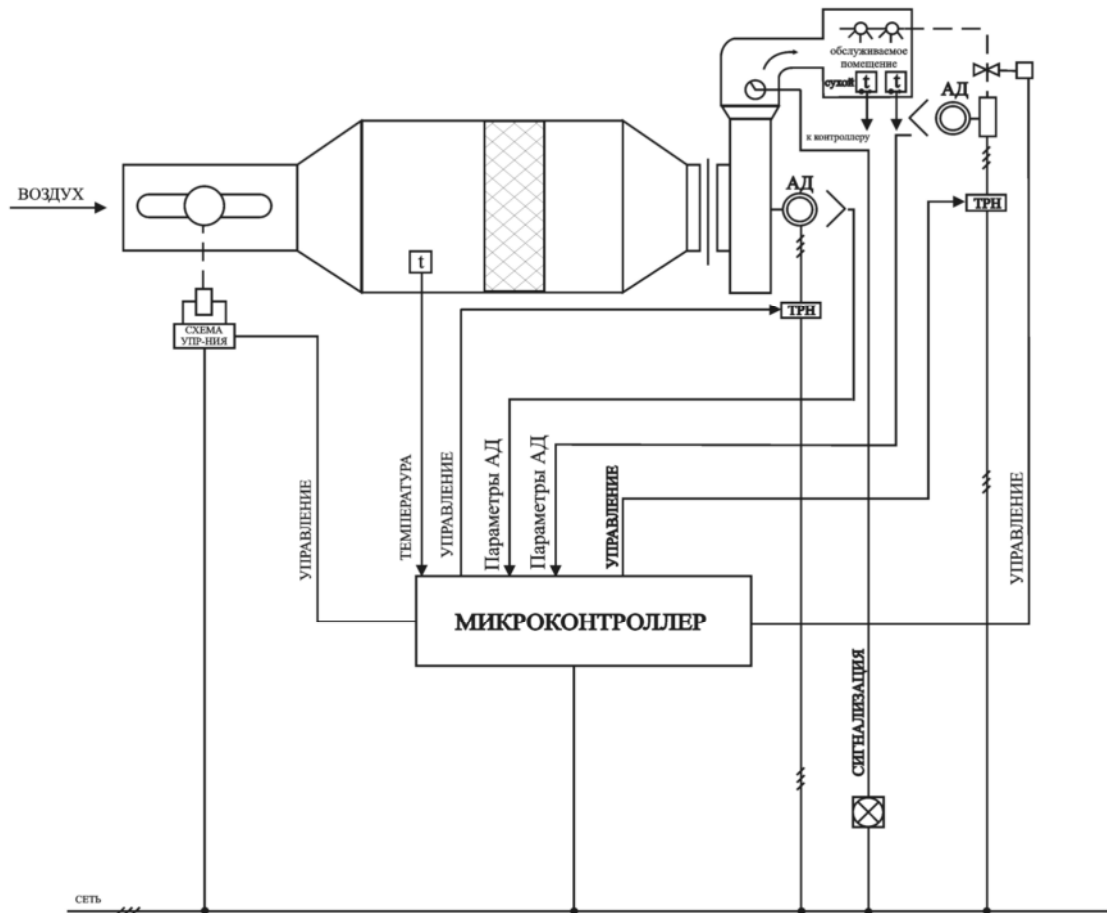


Рис. 3. Схема автоматического управления приточной камерой

Система автоматического управления и регулирования приточной камеры с датчиками, установленными в помещении (рис. 3) работает следующим образом. С помощью датчиков определяются температура в помещении и относительная влажность воздуха. Еще один термодатчик измеряет температуру наружного воздуха, в зависимости от которой определяются необходимый поток воздуха и степень открытия воздушной заслонки. Относительная влажность воздуха может регулироваться изменением количества увлажняющей жидкости, поступающей в цех через распылители. Последнее реализуется с помощью электропривода вентиля, управляемого с помощью микроконтроллера. Напряжение на приводном двигателе при этом, с целью уменьшения электрических потерь, необходимо регулировать в соответствии с (2).

Схема автоматического управления вытяжной камерой приведена на рис. 4. В этой схеме данные о температуре в помещении используются для управления приводом

воздушной заслонки. При уменьшении температуры в помещении относительно заданной, степень открытия заслонки уменьшается, при повышении – увеличивается. Напряжение на приводном двигателе вытяжки регулируется согласно (2). Как в вытяжной, так и в приточной камерах имеются реле потока воздуха, которые сигнализируют о наличии потока воздуха в камерах.

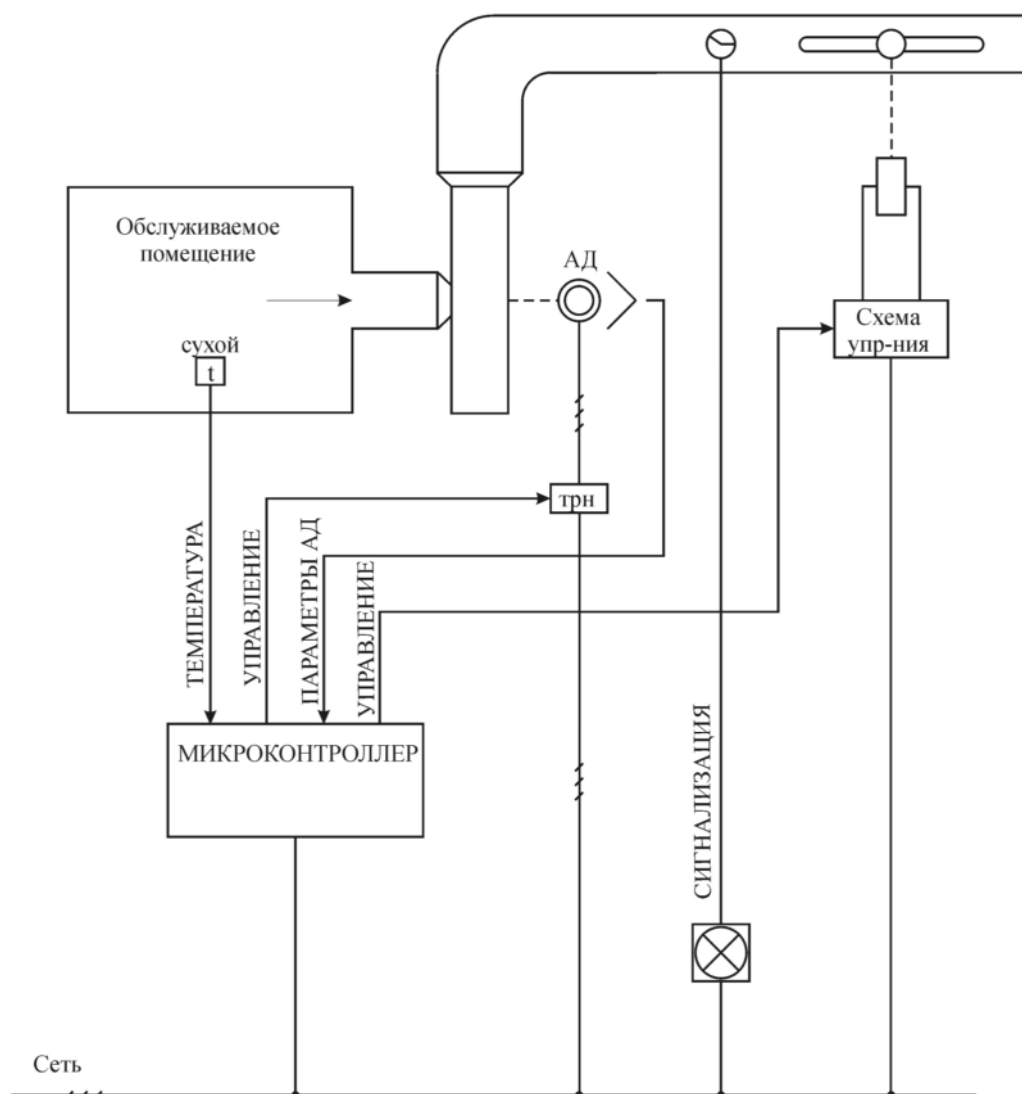


Рис. 4. Схема автоматического управления вытяжной камерой

Применение рекомендуемых систем управления приточными и вытяжными камерами позволит существенно экономить электрическую энергию за счет рационального питания электродвигателей при $\cos \varphi \approx \cos \varphi_n$; повысить качество продукции за счет снижения обрывности нити.

ГІДРАВЛІЧНІ ЗАТИСКНІ МЕХАНІЗМИ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ХАРАКТЕРИСТИК

Ковальчук Р.І. (*ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна*)
Кузнєцов Ю.М. (*НТУУ "КПІ", м. Київ*)

Важливими напрямками в створенні затискних механізмів (ЗМ) є використання приводів і патронів, які забезпечують стабільний затиск заготовок з великим допуском і регламентований (по силі) затиск тонкостінних і крихких заготовок, а також використання пристроїв з автоматичним регулюванням [2] або підналагоджуванням параметрів ЗМ для компенсації відцентрових сил у відповідності з умовами обробки, розмірами заготовки і властивостями її матеріалу [1,2]

Радіальна сила затиску T_{Σ} заготовки чинить великий вплив на точність і продуктивність обробки. Установлено [1], що вихідна радіальна сила затиску T_{Σ} заготовки (гарячекатаного прутка) з різними відхиленнями діаметра Δd в цанговому патроні ЗМ із силовим замиканням від гідроприводу (рис. 1,а) є перемінною (рис.1, б пряма $A_4 B_4$ у квадранті IV) навіть при постійній осьовій силі S_{Σ} (рис. 1,б крива $A_2 B_2$ у квадранті II).

Під цим розуміється тим, що силова характеристика цангового патрона (рис.1,а квадрант I) залежить від умов взаємодії губки цанги з прутком і шпинделем (для прутка з мінімальним діаметром d_{min} одного номіналу точка A_1 , а з максимальним діаметром d_{max} точка B_1 лежать на різних кривих). При цьому коефіцієнт підсилення цангового патрону з діаметром робочого отвору d_0 під конкретний діаметр прутка d з відхиленням буде різним.

Для d_{max} ($d > d_0, \Delta d > 0$) коефіцієнт підсилення

$$k_{\Pi \max} = \frac{\ell + b}{\ell} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (1)$$

для d_{min} ($d < d_0, \Delta d < 0$)

$$k_{\Pi \min} = \frac{\ell}{\ell + b} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \cos \frac{\pi}{z}, \quad (2)$$

для $d = d_0$ ($\Delta d = 0$)

$$k_{\Pi} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (3)$$

де φ - кут тертя; α - половина кута конуса губки цанги; z - кількість затискних елементів (губок).

При постійному тиску ($p = \text{const}$) вхідна осьова сила S_{Σ} від приводу буде постійна (пряма $A_2 B_2$, рис. 1,б) і дорівнювати

$$S_{\Sigma} = p \cdot F \cdot \eta, \quad (4)$$

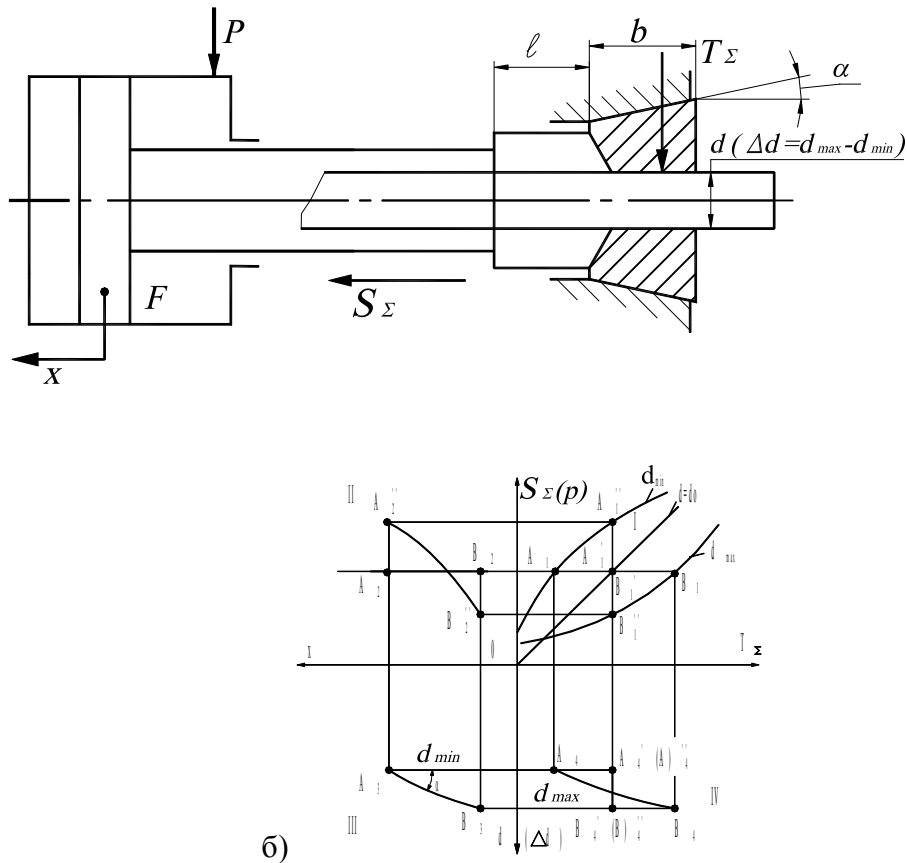


Рис. 1. Схема затискного механізму з гідроприводом і цанговим патроном (а) і його силові характеристики у вигляді силового портрета (б)

де F – площа штокової порожнини циліндра; η – ККД гідроциліндра.

Враховуючи формули (1) – (4), отримаємо різні вихідні радіальні сили затиску для різних діаметрів відповідно:

$$T_{\Sigma \max} = S_{\Sigma} k_{\Pi \max} \quad (5)$$

$$T_{\Sigma \min} = S_{\Sigma} k_{\Pi \min} \quad (6)$$

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma} k_{\Pi} \quad (7)$$

Забезпечення постійної радіальної сили затиску T_{Σ} , при відхиленні діаметру прутка Δd в „плюс” або „мінус” можливо за рахунок автоматичного регулювання тиску за умови:

Якщо затискається пруток діаметром d_{\max} ($d > 0$), то

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma \min} k_{\Pi \max} \quad (8)$$

Якщо затискається пруток діаметром d_{\min} ($d < 0$), то

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma \max} k_{\Pi \min} \quad (9)$$

$$\text{Тобто} \quad S_{\Sigma \min} k_{\Pi \max} = S_{\Sigma \max} k_{\Pi \min} = S_{\Sigma} k_{\Pi} \quad (10)$$

Звідси можна отримати закономірність автоматичного регулювання тиску (задача 1) для забезпечення сталого процесу різання при поперечному точінні широкими фасонними різцями коротких деталей:

$$\frac{S_{\Sigma \min}}{S_{\Sigma}} = \frac{k_{\Pi \min}}{k_{\Pi}}, \quad (11)$$

$$\text{або} \quad \frac{S_{\Sigma \max}}{S_{\Sigma}} = \frac{k_{\Pi \max}}{k_{\Pi}}, \quad (12)$$

Використовуючи залежність (2-4), отримаємо:

$$p_{\min} = p \cdot \frac{k_{\Pi \max}}{k_{\Pi}} = p \cdot \frac{\ell}{\ell + b} \cos \frac{\pi}{z} \quad (13)$$

$$p_{\max} = p \cdot \frac{\ell + b}{\ell} \quad (14)$$

Розглянемо задачу 2 – забезпечення точності обробки довгомірної деталі з каліброваного прутка по формі і розміру при повздовжньому точінні прохідним різцем і одинарному затиску в патроні (наприклад, цанговому) (рис. 2,а).

Якщо тиск p в гідро циліндрі затиску постійний, то осьова сила згідно формули (4) теж постійна і тоді постійна сила тертя F_m в конічному спряженні губок цанги зі шпинделем, тобто момент тертя M_m в умовному пружно-фрикційному шарнірі постійний і дорівнює:

$$M_m = \frac{S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} R_{yu} \cdot \varphi = f \cdot \frac{p \cdot F \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} R_{yu} = f \cdot A \cdot p, \quad (15)$$

$$\text{де } A = \frac{F \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} R_{yu} \neq \text{const}, \quad p = \text{const}$$

Кут повороту осі патрону (деталі) ϑ відмоменту різання $M_p = P \cdot \ell$ залежить від поворотної жорсткості C_{Π} і моменту тертя M_T в умовному пружно-фрикційному шарнірі (рис. 2,б) [3]:

$$\vartheta = \frac{M_p - M_T}{C_{\Pi}}, \quad (16)$$

тобто чим більше момент тертя, тим менший кут ϑ і відтиск $y = \vartheta \cdot \ell$.

При постійному тиску p (моменті M_T) при зменшенні вильоту від ℓ_{\max} до ℓ_{\min} відтиск зменшується від $y_{\max} = \vartheta \cdot \ell_{\max}$ до $y_{\min} = \vartheta \cdot \ell_{\min}$, що утворює зворотній конус на деталі (рис. 2,б).

Щоб цього уникнути і отримати циліндричну деталь, необхідно автоматично регулювати тиск від p_{\max} на вильоті ℓ_{\max} до p_{\min} на вильоті ℓ_{\min} дотримуючись умови:

$$y = y_{\max} = \vartheta_{\min} \cdot \ell_{\max} = \vartheta_{\max} \cdot \ell_{\min}. \quad (17)$$

В спрощеному вигляді:

$$\frac{p_{\min}}{p_{\max}} \cong \frac{\vartheta_{\min}}{\vartheta_{\max}} = \frac{\ell_{\min}}{\ell_{\max}}. \quad (18)$$

Розв'язання задачі 2 можливо за рахунок використання пристрою автоматичного регулювання жорсткості системи патрон-деталь (а.с. СРСР №709252). Пристрій (рис. 4) складається з двох гідроциліндрів 1 і 2, що живляться від насосної установки через гід-

ропанель керування. Поршень 3 затискного циліндра 1 за допомогою труби 4 зв'язаний з цанговим затискним патроном 5, а шток 6 циліндра 2 з'єднаний через каретку 7 із трубою подачі 8, розташованої усередині труби 4 з підтримуючим елементом 9 (додатковою опорою) у виді патрона, що подає. Пристрій живлення циліндра 2 через ланцюг зворотного зв'язку, що складає з підсилювача 10, електромагніта 11 і золотника 12, з'єднано з датчиком 13, що вимірює подовжнє переміщення різця 14, встановленого в супорті 15. Система налаштовується так, що зі зміною довжини обробки l_o база затиску B забезпечує постійне відтискання деталі (якщо довжина l_o зменшується, база затиску теж зменшується).

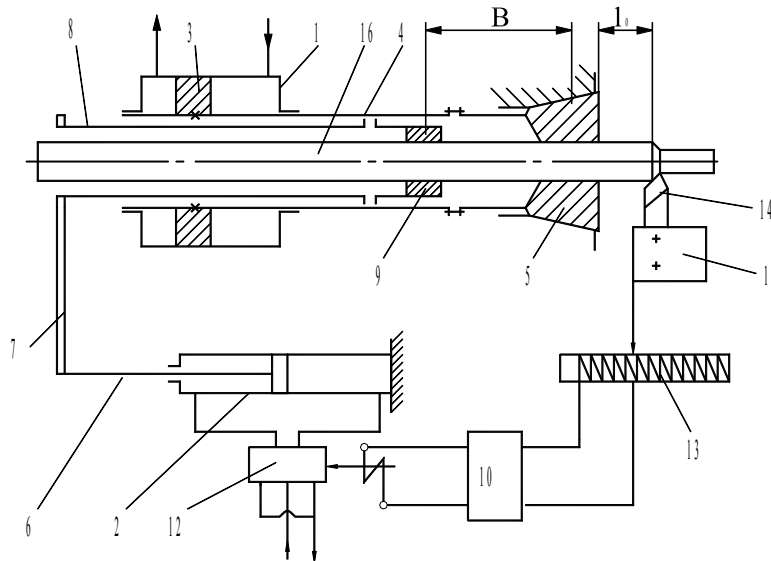


Рис.4. Гідравлічний пристрій з автоматичним регулюванням жорсткості (бази затиску) системи патрон-деталь

Використання гідравлічних ЗМ з автоматичним регулюванням характеристик дозволяє підвищити точність і продуктивність обробки, покращити якість оброблених поверхонь, запобігати перевантаженню ЗМ, компенсувати вплив як постійних, так і випадкових збурюючих впливів (наприклад, відцентрових сил, нерівномірності припуску, який знімається) при обробці в цангових і кулачкових патронах.

Список літератури: 1. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техника, 1979. – 151 с. 2. Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Стародуб Н.П. Регулирование характеристик зажимного механизма// Станки и инструмент. – 1981. - №10. – с.12 – 14. 3. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова.-К.: «Тэхника»; София: Гос. Изд-во «Техника», 1988.-222 с.

КОНСТРУКЦІЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ІЗ СИСТЕМОЮ КОМПЕНСАЦІЇ ДІЇ ОСЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Ковальчук І.А. (ТДТУ, м. Тернопіль, Україна)

В шпиндельних вузлах металорізальних верстатів, що працюють у великому діапазоні змін робочого осьового зусилля, підшипники передньої опори працюють в надзвичайно несприятливих умовах. Підвищення довговічності таких вузлів та зменшення втрат на тертя досягається введенням спеціальних конструктивних елементів, що зменшують осьове зусилля в найбільш навантаженій опорі. Одним з прикладів цього є конструкція шпиндельного вузла з автоматичною компенсацією осьового натягу в опорах [1].

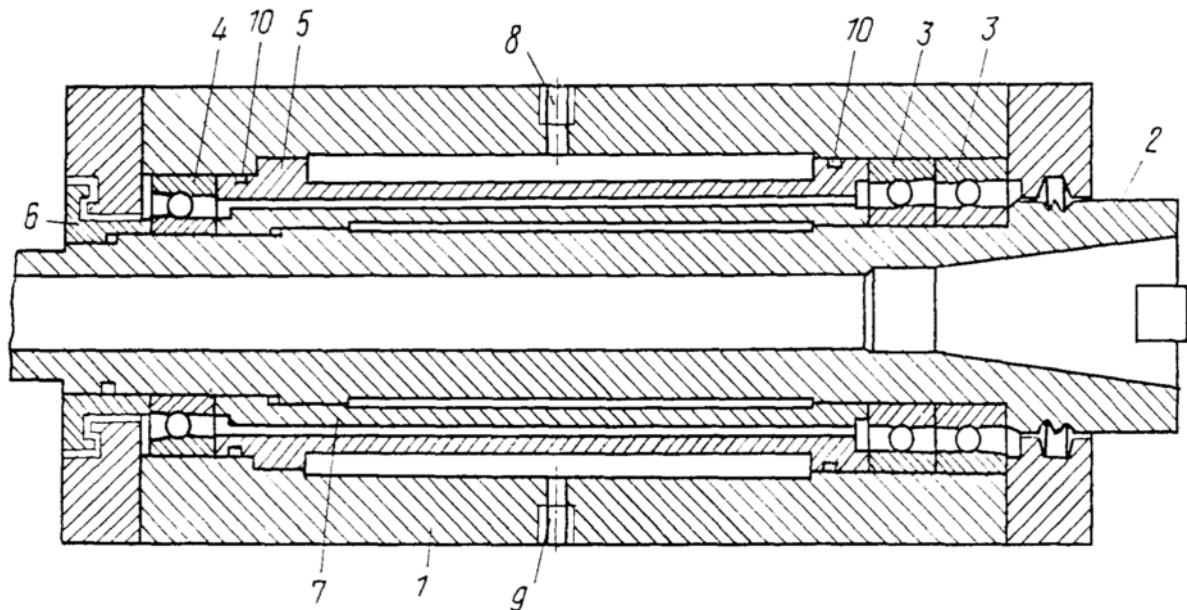


Рис. 1. Шпиндельний вузол.

Шпиндельний вузол (рис.1) складається з корпусу 1, у якому на радіально-упорних кулькових підшипниках встановлено шпиндель 2. У розточці корпусу між передньою 3 і задньою 4 опорами встановлена пружна ланка у вигляді тонкостінної втулки 5 із силовим замиканням на корпус 1 і зовнішні кільця підшипників опор 3 і 4. Зусилля осьового попереднього натягу створюється шляхом затягування гайки 6 на шпинделі 2. Величина зусилля визначається різницею довжин втулки 5 і втулки 7, розташованої в міжопорній частині шпинделя із силовим замиканням на внутрішні кільця опор 3 і 4. Величина різниці розмірів дорівнює сумі осьових деформацій передньої 3 і задньої 4 опор, а також пружної ланки 5 від необхідного зусилля осьового попереднього натягу. Для компенсації температурних деформацій в корпусі 1 передбачено отвір для подачі 8 і відводу 9 охолоджуючого матеріалу.

Подача охолоджуючого матеріалу виконується в порожнину між втулкою 5 і корпусом 1. Для попередження витоків охолоджуючого матеріалу на втулці 5 встановлені кільця 10. Величина необхідного зусилля осьового попереднього натягу і жорсткість пружної ланки 5 розраховуються попередньо залежно від діапазону діючих на шпиндель 2 зовнішніх осьових навантажень з умови збереження мінімально необхідно-

го осового натягу в задній опорі 4 при прикладанні максимального зовнішнього осового навантаження.

Умова збереження осового натягу задньої опори має вигляд [1]:

$$A_{H3_{\min}} \geq A_H - \frac{A}{1 + \frac{K_{PP} \cdot K_{\Pi}}{K_3 \cdot (K_{PP} + K_{\Pi})}} \quad (1)$$

де $A_{H3_{\min}}$ - мінімальна величина осового натягу в задній опорі, Н;

A_H - величина попереднього осового натягу, Н;

K_{Π}, K_3, K_{PP} - сумарні жорсткості передньої та задньої опор, та пружної втулки, Н/мм.

Але враховуючи те, що жорсткість підшипників нелінійна, залежність (1) не дає чіткого уявлення про те, яким чином необхідно підібрати жорсткість K_{PP} пружної втулки.

Одним з варіантів підбору жорсткості K_{PP} пружної втулки, може бути її підбір з умови сприйняття шпинделем максимального навантаження A_P , що призводить до розвантаження задньої опори.

Для визначення граничного значення K_{PP} розглянемо схеми (рис.2) деформації пружних елементів (підшипників і пружної втулки).

Початковий етап (рис.2,а) відповідає початковому (без деформацій) положенню пружних елементів. При збиранні шпиндельного вузла, пружні елементи анавантажуються зусиллям попереднього осового натягу $A_H = A_{H1} = A_{H2}$ і деформується на величину δ_{H1} і δ_{H2} відповідно (рис.2,б). При дії осового навантаження A на шпиндель, він зміщується в осовому напрямку, що супроводжується додатковим навантаженням пружних елементів передньої опори і розвантаженням пружних елементів задньої опори (рис.2,в).

При анвантаженні зусиллям A_P , пружні елементи задньої опори розвантажуються, пружні елементи передньої опори деформуються на величину $\delta_{H1} + \delta_{H2}$ (рис.2,г). Саме це і є умовою розвантаження пружних елементів задньої опори.

Осова деформація одиночного радіально-упорного кулькового підшипника розраховується за формулою [2]:

$$\delta = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}, \text{ мм} \quad (2)$$

де Q - зусилля, що сприймається найбільш навантаженою кулькою, Н;

D_W - діаметр кульки, мм;

α - кут контакту підшипника.

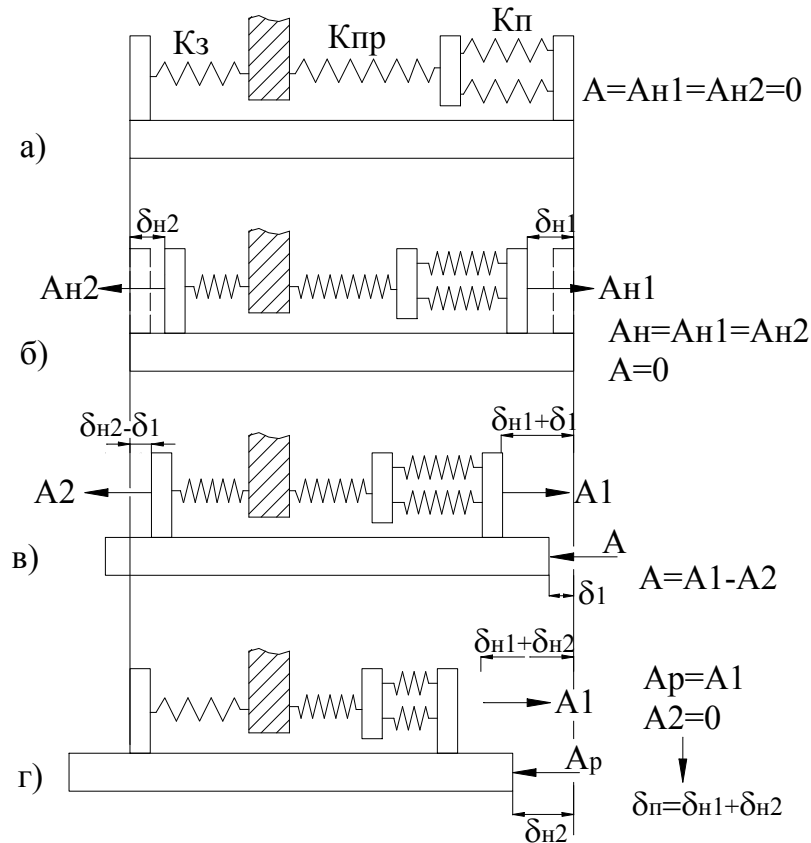


Рис.2. Схема деформацій радіально-упорних кулькових підшипників (“Тандем”): а)вихідне положення; б)попередній натяг $A_{н1} = A_{н2}$; в)дія осевого зусилля A ; г)розвантаження задньої опори під дією сили A_p .

В свою чергу, Q визначається за залежністю [2]:

$$Q = \frac{A}{z \cdot \sin \alpha}, \text{ Н} \quad (3)$$

де A – осьове зусилля, що сприймається підшипником, Н;

z – число кульок в підшипнику.

Виходячи із (2) і (3) отримаємо для одиночного радіально-упорного кулькового підшипника:

$$S = 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot A^{\frac{2}{3}} \cdot D_W^{-\frac{1}{3}} \cdot z^{-\frac{2}{3}} \cdot (\sin \alpha)^{-\frac{5}{3}} \quad (4)$$

Приймаємо:

$$C = 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot D_W^{-\frac{1}{3}} \cdot z^{-\frac{2}{3}} \cdot (\sin \alpha)^{-\frac{5}{3}} \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде такою:

$$S = C \cdot A^{\frac{2}{3}}$$

Для опори, що складається з декількох підшипників, встановлених за схемою “тандем”, виходячи з умови паралельного з’єднання пружних елементів, деформація опори $\delta_{оп}$ буде такою:

$$\delta_{OP} = \frac{1}{i} \cdot C \cdot A^{\frac{2}{3}}$$

де i – кількість підшипників в опорі.

Загальна деформація пружних елементів, що має додатковий послідовно приєднаний пружний елемент, буде такою:

$$\delta = \delta_{OP} + \delta_{PP}$$

$$\text{де } \delta_{PP} = \frac{A}{K_{PP}}$$

Тоді при дії осевого навантаження A_P , сумарна деформація пружних елементів передньої опори буде такою:

$$\delta = \frac{1}{i_1} \cdot C_1 \cdot A_P^{\frac{2}{3}} + \frac{A_P}{K_{PP}} \quad (6)$$

де i_1, C_1 - кількість підшипників в передній опорі і стала (5) підшипника.

З іншого боку, згідно рис.2,г:

$$\delta = \delta_{H1} + \delta_{H2} \quad (7)$$

Тут

$$\delta_{H1} = \frac{1}{i_1} \cdot C_1 \cdot A_P^{\frac{2}{3}} + \frac{A_P}{K_{PP}}$$

$$\delta_{H2} = \frac{1}{i_2} \cdot C_1 \cdot A_P^{\frac{2}{3}}$$

де i_2, C_2 - кількість підшипників в задній опорі і стала (5) цих підшипників.

Сумісний розв'язок рівнянь (6), (7) дозволяє визначити критичне значення жорсткості пружної втулки:

$$K_{PP} = \frac{i_1 \cdot i_2 \cdot (A_H - A_P)}{i_2 \cdot C_1 \cdot (A_P^{\frac{2}{3}} - A_H^{\frac{2}{3}}) - i_1 \cdot C_2 \cdot A_H^{\frac{2}{3}}} \quad (8)$$

З врахуванням (5), для шпиндельного вузла, схема якого приведена на рис.1, залежність (8) буде такою:

$$K_{PP} = \frac{D_W^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot (\sin \alpha)^{\frac{5}{3}} \cdot (A_H - A_P)}{2 \cdot 10^{-4} \cdot (A_P^{\frac{2}{3}} - 3 \cdot A_H^{\frac{2}{3}})}, \text{ Н/мкм}$$

Список літератури: 1. Шпиндельный узел с автоматической компенсацией осевого натяга в опорах: А.с. 1371781 СССР, МКИ В23В19/00 / Пуш В.Э., Данильченко Ю.М., Хабаров А.В., Хурция З.И. (СССР). - №4122057/31-08 - Заявлено 26.06.86. - Зарегистр. 08.10.87, ДСП, - 1988, Бюл. № 5 – С.57. 2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.- М.: Машиностроение, 1983.- 543с