

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДИНАМІКИ РОЗГОНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ІЗ АВТОНОМНИМ ДЖЕРЕЛОМ ЖИВЛЕННЯ, ОСНАЩЕНОГО ПНЕВМОДВИГУНОМ

THE COLOR OF THE DYNAMICS OF THE VEHICLE WITH AUTONOMOUS POWER SUPPLY, EQUIPPED WITH A PNEUMATIC ENGINE

Обґрунтовано доцільність використання пневмодвигуна на міжсеховому транспортному засобі з автономним джерелом живлення. Показано, що для такого транспорту найбільш прийнятним є двигун з кільцевим ротором, що має значний крутний момент у діапазоні низьких частот обертання. Для даного двигуна запропоновано нову форму пелюстка — криволінійного типу. Створено математичну модель роботи рухомих ланок пневмодвигуна та руху транспортного засобу, за допомогою якого здійснено пошук раціональних параметрів двигуна і засобів регулювання тиску робочого середовища для забезпечення динамічних характеристик руху транспорту. Оцінено виникаючі навантаження криволінійних пелюстків.

Ключові слова: теплоємність, пневмодвигун, динаміка роботи, тиск робочої камери, момент інерції, крутний момент.

Вступ

Пневмодвигуни різних типів завдяки простоті конструкції та надійності знаходять широке використання в сучасному виробництві, на ремонтних та обслуговуючих підприємствах машинобудівної галузі. Вони застосовуються для приводу різних інструментів, забезпечуючи зручність, легкість та безпеку роботи у вибухонебезпечних місцях, в середовищі з підвищеним вмістом вологи; є надійними та ремонтно-придатними, навіть при обмеженій питомій потужності.

Головною проблемою пневмодвигуна є його обмежена енергоефективність та питома потужність, невеликий к.к.д., а також певні складнощі підведення енергоносія — стисненого повітря — до робочих камер двигуна від джерела живлення. Ці недоліки обумовлюються втратами повітря через рухомі контактні ущільнення упродовж роботи, витратами на подолання сил тертя, пружністю робочого тіла, обмеженим запасом потенціальної енергії в стисненому тілі та визначаються конструктивними особливостями, зокрема роторних двигунів.

Проте обмежений запас стисненого повітря, досить важкі ємності для його зберігання постають важливою перешкодою на шляху впровадження пневмотранспорту в повсякденне життя. Саме тому більшість дослідників зосереджує свою увагу на удосконаленні конструкції двигунів, на пошуку нових матеріалів для силових елементів та ємностей для зберігання робочого тіла, що має підвищити економічну доцільність пневмотранспорту та сприятиме ширшому його впровадженню у виробництво.

Найбільш перспективним для використання на транспорті є пневмодвигун із кільцевим ротором [1,7], який наразі пройшов вдалі маршрутні випробування в

умовах обмежених пробігів. Але його конструктивні особливості обумовлюють досить напружену роботу рухомих ущільнень, ймовірність проковзування робочого кільця відносно ротора, внаслідок чого ущільнення швидко зношуються, що призводить до падіння к.к.д. і перевитрачання стисненого повітря (робочого тіла). Це, у свою чергу, різко скорочує запас ходу і робить експлуатацію пневмотранспорту економічно нераціональною.

Одже, науково-технічна задача підвищення ефективності функціонування пневмодвигуна мобільного транспортного засобу при роботі з автономним джерелом є актуальною та нагальною, а її вирішення сприятиме розширенню впровадження пневмотранспорту в сучасне виробництво.

Результати досліджень

Для встановлення динамічних властивостей приводу, зокрема, оцінки перехідних процесів при його розгоні за певних умов, визначення динамічних навантажень на окремих ланках обертових частин двигуна, обґрунтування раціональних параметрів елементів та встановлення умов для забезпечення заданої розгінної характеристики пневмокару розроблено математичну модель пневмопривода.

При моделюванні покладено припущення:

- привод є механізмом, що складається з кількох зосереджених мас, які здійснюють обертово-поступальні переміщення;
- зосереджені маси зведено до основних обертових елементів (рисунок 1): кільця ротора J_1 , врівноважувальних роликів J_{21} та J_{22} , ротора двигуна J_3 ; маси недеформовані,

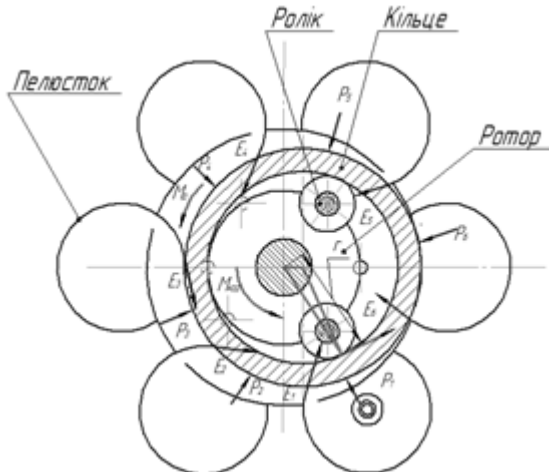


Рисунок 1 — Схема навантажень рухомих ланок пневмодвигуна з кільцевим ротором

J_3 здійснює обертовий рух, J_1, J_{21} та J_{22} — обертово-поступальний, разом із центром мас (рисунки 1, 2);

- сполучення у точках контакту відбувається без проковзувань, при цьому передавальне співвідношення відповідає відношенню траєкторій кочення спряжених

елементів, тобто $\frac{D_k}{d_r} = k, \frac{D_k}{d_p} = 1$;

- інерційними складовими пелюстків спряжень нехтуємо через малу масу; момент опору від виникаючих контактних тисків незначний;

- передача крутного моменту від кільця до ротора двигуна умовно відбувається двома паралельними ланцюгами — безпосередньо через точку контакту кільця із ротором та через осі роликів;

- усі точки контакту — пружно-піддатливі, причому коефіцієнти пружності c_{12}, c_{22}, c_{13} визначаються конструктивними та технологічними параметрами, а коефіцієнти демпфірування b_{12}, b_{22}, b_{13} — виконанням спряження та використанням змащуванням;

- корисний опір — момент руху транспортного засобу $M_{кр}$ прикладений до зведеної обертової маси трансмісії транспортного засобу, а його зміна обумовлена масою та умовами руху транспортного засобу в певних виробничих умовах.

- оскільки двигун встановлено на транспортному засобі, враховано динаміку пневмолінії від редуктора тиску (регулятора) до педалі акселератора кранового типу та від останньої до робочих порожнин двигуна;

- прийнято до уваги термодинамічні перетворення енергії у камерах двигуна при робочому циклі; опором вихлопу знехтувано, тобто $p_b = p_a = 0$ (МПа).

При роботі двигуна відбувається перетворення енергії стисненого повітря в механічну роботу, направлену на створення навантаження на робочому кільці, яке внаслідок наявного ексцентриситету e та контакту з трьома точками ротора, дві з яких є роликми, перетворюється у крутний момент для подолання робочого навантаження — моменту

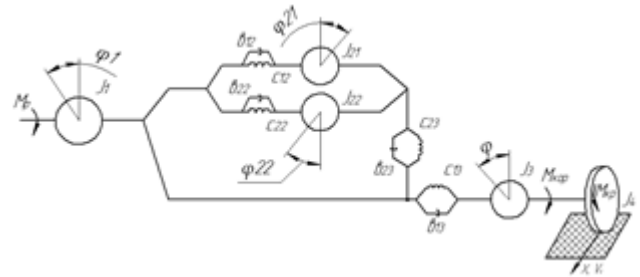


Рисунок 2 — Розрахункова схема механічної частини привода

опору руху $M_p = f(t, l)$, який у загальному випадку має стохастичну складову. При цьому опір руху створює тертя, що виникає у головних спряженнях (між пелюстковими ущільненнями та краями ротора M_l), а також опір пружного та в'язкого контакту

$$-b_j \frac{d\varphi_{1i}}{dt} - c(\varphi_{i+1} - \varphi_i)$$

Оскільки сам привод надано у вигляді тримасової системи із зосередженими масами, а четвертою зосередженою масою постає трансмісія транспортного засобу, матимемо наступну систему диференціальних рівнянь, що описують рух зосереджених мас привода:

— для кільця двигуна, на яке діє момент від розширення стисненого повітря у робочих камерах:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - M' = M_p - M_a - c_1(k\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(k\varphi_1 - \varphi_2) - \hat{a}_1 \frac{d\varphi_1}{dt} - \hat{a}_2 \frac{d\varphi_2}{dt} - c_3(\varphi_1 - \varphi) - \hat{a}_4(\varphi_1 - \varphi) + \frac{R_k \varepsilon^2}{2}, \quad (1)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega_1, \quad (2)$$

де c_{11}, c_{12}, c_{13} — коефіцієнти пружності в місцях контакту кільця зі спряженими елементами, визначаються умовами навантаження та точністю виконання пари спряження, b_{11}, b_{12}, b_{13} — коефіцієнти демпфірування у точках контакту (визначають сили), φ — кут поворота ротора, $M_{кр}$ — рушійний момент, визначений за формулою

$$M_{кр} = \varepsilon \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot (p_{\text{max}}^2 + p_0^2) + \int_0^{\varepsilon_r} (p_{\text{max}} + F_{\text{тр}}) dF_{\text{тр}} \right) \cdot \left(\sin \int_0^k \left(\frac{k}{r} \right) dkc \right),$$

де k — сегмент пелюстка, що перебуває під навантаженням, z — кількість пелюстків.

У даному конструктивному рішенні для однієї робочої порожнини момент становитиме

$$M_i = l_k (p_i - p_{i+1}) \cdot (R_k^2 - R^2) / 2 \quad (3)$$

де l_k — висота кільця, R_k — радіус-вектор, R — радіус кільця, p_i — тиск у i -й камері, p_{i+1} — тиск у наступній камері за рухом ротора.

Радіус-вектор — величина, що характеризує зміну плеча прикладення сил, які спричиняють рушійний момент. Момент сил тертя, які виникають у місцях основного спряження та на торцях, визначиться із контактних тисків у відповідних точках спряжень.

Оскільки обертання кільця ротора супроводжується проковзуванням, момент опору становитиме

$$M_0 = m_k \frac{d\omega}{dt} \cdot R_k \quad (4)$$

З урахування виразу (4), момент просковзування кільця в i -й камері матиме вигляд

$$M_3 = m_k \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) \quad (5)$$

Масу кільця m_k визначимо як добуток об'єму кільця на густину його матеріалу. Кінцевий вираз приймає наступний вигляд:

$$m_k = 2\pi \rho_k l_k (R^2 - R_k^2) \quad (6)$$

Тоді

$$M_{3i} = (2\pi \rho_k l_k (R^2 - R_k^2)) \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) \quad (7)$$

де ρ — густина матеріалу кільця, $R_{вк}^2$ — внутрішній радіус кільця, l_k — висота кільця, e — ексцентриситет.

Таким чином, рух кільця опишеться наступним диференціальним рівнянням. Враховуючи, що момент інерції сталій, рівняння руху кільця при кількості камер z отримає вигляд

$$J_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = \left\{ l_k \cdot \left[\sum_{i=1}^z (p_i - p_{i-1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) + \sum_{i=1}^z (p_{i-1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) \right] - \frac{2\mu b^2 \cdot l_k}{\sum_{i=1}^z \left(F_{2i} + \left(p_i + (p_{i-1} + F_{2i}) \cdot \sin \left(\frac{k}{r} \right) \right) \cdot \cos \left[\arctg \left(\operatorname{tg} \zeta \cdot \left(1 + \frac{r}{R} \right) \right) \right] - H \right)} - (2\pi \rho_k l_k (R^2 - R_k^2)) \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) - c_{21} (k\varphi_1 - \varphi_{21}) - c_{22} (k\varphi_1 - \varphi_{22}) - \varepsilon_{21} \frac{d\varphi_{21}}{dt} - \varepsilon_{22} \frac{d\varphi_{22}}{dt} - c_{13} (\varphi_1 - \varphi) - \varepsilon_{13} (\varphi_1 - \varphi) + \frac{R_k e^2}{2} \right\}$$

Рівняння для двох роликів матимуть аналогічний вигляд

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = c_2 (\varphi_2 - k\varphi_1) - M_r \quad (8)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \quad (9)$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = c_2 (\varphi_2 - k\varphi_1) \quad (10)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \quad (11)$$

Проте ролики кінематично не пов'язані ні між собою, ні в єдиний ланцюг, тому вони є тільки додатковими обертовими інерційними елементами.

Для ротора рушійними будуть сили пружності, що виникають в точках контакту кільця та роликів із планшайбою ротора, внаслідок чого рівняння руху ротора набуває вигляду

$$J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = c_3 (\varphi_1 - \varphi) - b_3 (\varphi_1 - \varphi) - b_3 (\omega_2) - c_3 (k\varphi_2 - \varphi) - c_3 (k\varphi_2 - \varphi) - M_r - c_3 (\varphi_1 - \varphi) - b_3 (\varphi_1 - \varphi) \quad (12)$$

Обертання колеса транспортного засобу відбуватиметься при подоланні корисного опору, при цьому рівняння руху колеса матиме вигляд

$$J_4 \frac{d\omega_4}{dt} = c_4 (\varphi_1 - \varphi) - b_4 (\varphi_1 - \varphi) - M_k \quad (13)$$

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_4 \quad (14)$$

Транспортний засіб при обертанні колеса на кут φ переміститься на відстань $x_4 = (\varphi_1 / 2\pi) D_k$ зі швидкістю $v_4 = dx_4 / dt$.

Розглянемо явища, що відбуваються в пневматичній частині привода. Закон зміни об'єму кожної камери пневматичного роторного привода більш складний, ніж у поршневого привода. Оскільки число пластин дорівнює числу робочих камер, то позначимо однією і тією ж цифрою пластину і камеру в послідовності, відповідній напрямку обертання ротора.

Відповідно до першого закону термодинаміки енергія стиснутого повітря, що потрапляє до робочої камери, та теплота, що виділяється при терті пелюстків об кільце ротора, йде на зміну внутрішньої енергії повітря в камері та здійснення зовнішньої роботи.

$$KG_m CT_m dt + dQ_{mp} - dQ = W dp + kpdW \quad (15)$$

де G_m — витрата повітря; k — показник адіабаги, R — газова постійна, $C = 287$ (Дж/кгК) при $T_m = 290$ К, T_m — температура повітря в магістралі, Q — енергія тепла стиснутого повітря, W — об'єм робочої камери.

$$Q_{mp} = \eta_m (k - 1) M_1 d\alpha$$

де η_m — коефіцієнт тертя.

$$mdQ = dU + dL \quad (17)$$

де U — внутрішня робота стиснутого повітря, L — робота стиснутого повітря.

Через те, що об'єм W є функцією від кута повороту ротора α , тому вираз набуває вигляду

$$\frac{dQ}{dt} = k \left[K_{f, \mu} \sqrt{T_m} \cdot \varphi(\sigma_1) - \left(\frac{p\omega \cdot dW}{d\alpha} + \eta_m (k - 1) M_1 \cdot \frac{\omega}{k} \right) \right] / W(\varphi) \quad (18)$$

Температуру в робочій камері можна визначити з рівняння стану ідеального газу після перетворення отриманого виразу в загальному вигляді з врахуванням витікань стиснутого повітря:

$$\frac{dT_i}{dt} = T_i \left[\left(\frac{p_i \omega dW_i}{d\alpha_i} \right) + \left(\frac{W_i dp_i}{dt} \right) - \left(\frac{K_i p_n f \mu T_i \varphi(\sigma_i)}{T_n} \right) + \left[\frac{K_i p_i f \mu \sqrt{T_i} \varphi\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_r}\right) + K_i p_r f \mu \sqrt{T_r} \varphi\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_r}\right)}{W_i p_i} \right] \right], \quad (19)$$

де r — номер робочої камери.

Нелінійне диференціальне рівняння, що відображає втрати тиску в магістралі силового привода після педального розподільника, матиме вигляд

$$p_n - p_k = R_{e1} G_n^2 + L_1 \frac{dG_n}{dt}, \quad (20)$$

де p_k — тиск у точці входу до камер привода, R_{e1} — коефіцієнт еквівалентного пневматичного опору магістралі подачі повітря; L_1 — коефіцієнти інерційних втрат в магістралях; G_n — витрати стиснутого повітря через магістралі, які пов'язані між собою,

$$G_n = G_1 - G_2, \quad (21)$$

а самі пневматичні реактивні опори визначені як

$$R_e = \frac{\rho}{2} \left(\sum_{j=1}^n \lambda_j \frac{l_j}{d_j s_j^2} + \sum_{k=1}^m \frac{\xi_k}{s_k^2} \right)$$

та $L_e = \rho \sum_{j=1}^n \frac{\xi_j}{s_j^2}, \quad (22)$

де ρ — густина повітря, γ — коефіцієнт опору по довжині магістралі; l, d, s — довжина, діаметр та площа ділянки магістралі; ξ — коефіцієнт втрат тиску на місцевих опорах, s — прохідний перетин місцевих опорів; m, n — кількість опорів.

У цьому випадку загальний баланс витрат повітря через кромки педального розподільника G_1 та магістраль подачі G_2 становитиме (з урахуванням стискування повітря у порожнинах привода)

$$\begin{cases} G_1 = \mu \beta \delta \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right)(p_n - p_k)} \\ G_2 = \mu \beta_k \delta_k \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right)p_k} \\ G_n = \frac{W_i}{E} \frac{dp_{ki}}{dt} + \zeta_1 + \zeta_2 \end{cases} \quad (23)$$

де p_n — тиск живлення, у загальному випадку дорівнює тиску налагодження редуктора тиску, β — довжина дроселюючих щілин, p_1 — тиск повітря у магістралі, δ — величина відкриття клапана при натисненні на педаль, μ — коефіцієнт витрати повітря, E — модуль пружності повітря, ζ_1 — перетікання повітря, яке можна визначити за відомим співвідношеннями:

$$\begin{cases} \zeta_1 = 0, p_1 > p_r \\ \zeta_1 = 0.125 \lambda \pi d g h, p_1 < p_r \end{cases} \quad (24)$$

Для виконання моделювання визначимо основні динамічні параметри прийнятих до уваги рівнянь

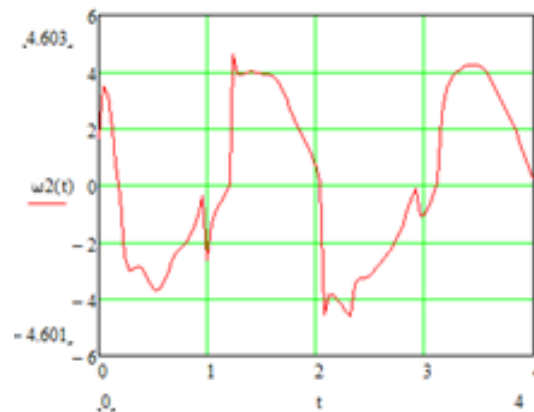
У результаті моделювання встановлено, що недостатня зведена жорсткість елементів з пропонованого привода викликає значне зростання амплітуди динамічних коли-

вань, появу додаткових гармонік у момент розгону, що може призвести до порушення сталості та виникнення явищ коливального характеру, зі збільшенням навантаження рухомих елементів привода.

Водночас збільшення жорсткості системи є також небажаним, оскільки можуть виникати явища автоколивального характеру.

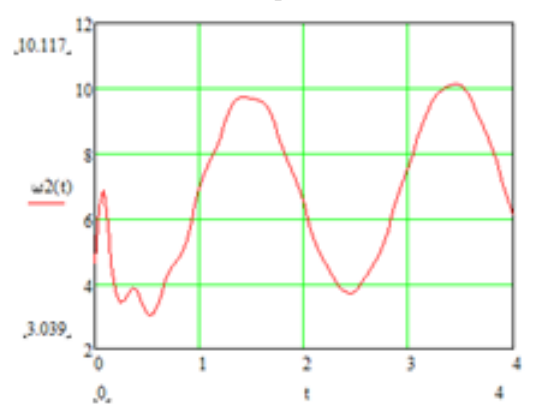
Сполучення привода із робочим навантаженням (тобто збільшення динамічної маси) зменшує динамічні явища, амплітуди коливань зменшуються, і хоча термін розгону зростає до кількох секунд (повний розгін транспортного засобу до робочої швидкості 4 м/с сягає 4 с) привод працює стало. Так, графіки ілюструють досить плавний розгін ротора, більш еластичний з меншою жорсткістю на початковому етапі. Оскільки герметичність робочих камер забезпечується силою притискання пелюстка до кільця, момент тертя на спряженні періодично змінюватиметься. Проте, як довели дослідження (рисунок 3), суттєвого впливу на роботу привода це явище не має.

Мтр:=1.115



а)

Мтр:=3.115



б)

Рисунок 3 — Розгінна характеристика пневмодвигуна при зміні моменту тертя

При вирішенні поставленої задачі було проведено перевірку на адекватність запропонованої математичної моделі порівнянням отриманих розгінних характеристик пневмодвигуна з кільцевим ротором та розрахункові осцилограми нереверсивного пластинчастого пневмодвигуна з однаковими показниками зовнішньої швидкісної характеристики (рисунок 4).

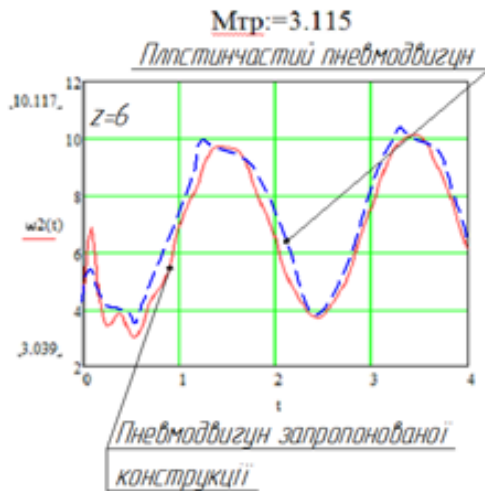


Рисунок 4 — Розгінні характеристики пневмодвигуна з кільцевим ротором та нереверсивного пластинчастого пневмодвигуна

Порівняння моделі дозволило установити, що похибка розрахунку не перевищує 5—7% за амплітудними значеннями контрольованих параметрів (моменту тертя, жорсткості у місці контакту та зведеної до ротора двигуна маси рухомих елементів).

Отримана вибірка показала розсіювання часу розгону транспортного засобу та довела, що цей час може становити від $t_p = 3,2$ с до $t_p = 8,85$ с, при русі у найважчих умовах.

Збільшення маси транспортного засобу до 1000 кг (при здійсненні перевезення корисного навантаження) значно збільшує час розгону — до 10–12 с, що потребує пошуку дієвих засобів для підтримання динаміки розгону транспортного засобу (рисунок 5).

Аналіз впливу величини тиску налагодження джерела живлення на розгінну характеристику пневмотранспорту довів, що зменшення рівня тиску веде до значного зростання часу розгону, прояву коливальних явищ, порушення, особливо протягом початкового часу в 0,9–1,2 с сталого набору швидкості; при цьому динамічні навантаження елементів привода можуть перевищувати статичні в 1,4–1,8 разів.

Отже, очевидним є прийом зміни налагодження редукційного клапана для відповідного підвищення тиску в магістралях при збільшенні маси транспортного засобу. Така компенсація може бути досягнута введенням регулятора редукційного клапана, сполученого із

підресореною масою — наприклад, заднім мостом пневмокара (рисунок 6). При цьому більше навантаження кари призводить до просідання несучих пружин мостів і відповідного зростання тиску в магістралі живлення двигуна.

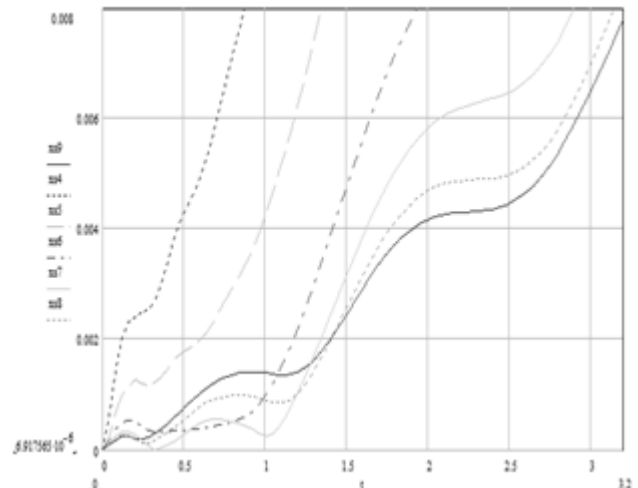


Рисунок 5 — Сповільнення розгону транспортного засобу при його завантаженні корисною масою (максимальна маса $m=1000$ кг, $x_4 = 500$ кг, $x_5 = 600$ кг, $x_6 = 700$ кг, $x_7 = 800$ кг, $x_8 = 900$ кг)

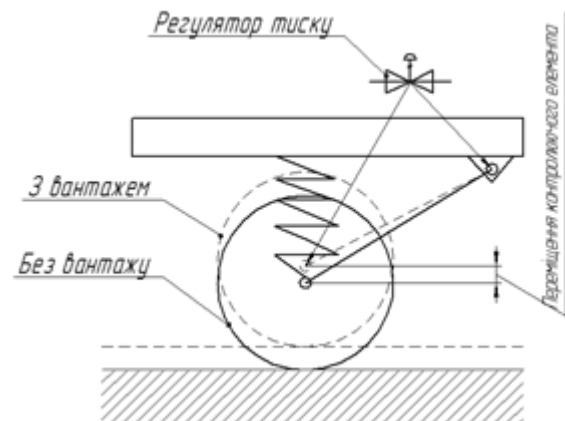


Рисунок 6 — Введення додаткового регулятора редукційного клапана, що збільшує тиск повітря при зростанні маси пневмокари

На рисунку 7 показано залежності часу розгону транспортного засобу при зміні тиску живлення.

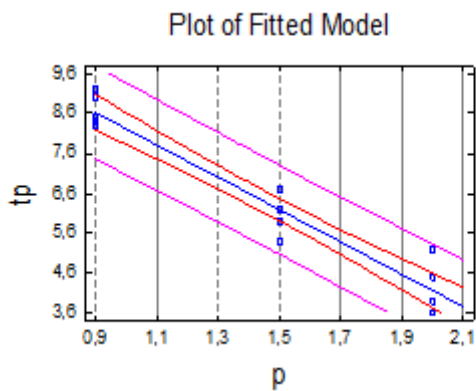


Рисунок 7 — Залежності часу розгону від тиску живлення пневмодвигуна

З побудованих графіків видно, що підвищення тиску живлення призводить до зростання крутного моменту та скорочення часу розгону транспортного засобу; при максимальній масі до 1000 кг тиск налагодження може становити не більше 2 МПа, за умови, що при розвантаженні кари забезпечення плавного і сталого розгону відбувається при тискові у магістралі на рівні 0,9–1,2 МПа.

Висновки

Математичним моделюванням доведено, що запропонована конструкція двигуна із кільцевими пелюстками прийнятих геометричних параметрів може стало працювати на пневмотранспорті вагою до 1000 кг, забезпечуючи сталий розгін до 15 км/год за 3–5 с. Змінний момент тертя у головному спряженні та інерції мас проміжного кільця істотно впливу на сталість роботи не мають, а усі контактні пари мають бути виконані з максимально досяжною технологічною точністю, що забезпечить мінімальну витрату повітря та максимальний запас ходу транспортного засобу. Також запропоновано здійснювати регулювання редукційного клапана від 0,9 МПа до 2,0 МПа для підтримки динаміки розгону транспортного засобу при зміні його маси у зазначених межах.

Література

1. Герц, Е.В. Методы синтеза и анализа пневматических систем машин / Е.В. Герц. — В кн.: Теория машин-автоматов и пневмогидропривода. — М., Машиностроение, 1970. — С. 166—176.
2. Гришкевич, А.И. Автомобиль. Теория / А.И. Гришкевич. — М.: Машиностроение, 1986. — 127 с.
3. Кожевников, С. Н. Аппаратура и механизмы гидро-, пневмо- и электроавтоматики металлургических машин / С. Н. Кожевников. — М.: Машгиз, 1961. — 550 с.
4. Солтус, А.П. Теория эксплуатационных vlastivostey avtomobilya / А.П. Солтус. — К.: Техніка, 2006. — 176 с.
5. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / А.П. Дунаев. — М.: Высшая школа, 1978. — 217 с.
6. Герц, Е.В. Пневмоавтоматика в машиностроении / Е.В. Герц // Приборы и системы управления. — 1970. — № 8. — С. 25—28.
7. Яцина, М.М. Підвищення ефективності пневмодвигуна з кільцевим ротором міжцехового автономного транспортного засобу.: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02: захищена 16.12.14: затв. 26.02.15. — К., 2014. — 192 с.

References

1. Gerts, Ye.V. Metody sinteza i analiza pnevmaticheskikh system mashin. — V kn.: Teoria mashin-avtomatov i pnevmogidroprivoda / Ye.V. Gerts. — M., Mashinostroyeniye, 1970. — S. 166—176.
2. Grishkevich, A.I. Avtomobil. Teoriya / A.I. Grishkevich. — M.: Mashinostroyeniye, 1986. — 127 s.
3. Kozhevnikov, S.N. Apparatura i mekhanizmy gidro-, pnevmo- i elektroavtomatiki metallurgicheskikh mashin / S.N. Kozhevnikov. — M.: Mashgiz, 1961. — 550 s.
4. Soltus A.P. Teoriya ekspluatatsiy nikh vlastyvostey avtomobilya / A.P. Soltus. — K.: Tekhnika, 2006. — 176 s.
5. Dunaev, P.F. Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin / P.F. Dunaev. — M.: Vysshchaya shkola, 1978. — 217 s.
6. Gerts, Ye.V. Pnevmoavtomatika v mashinostroyenii / Ye.V. Gerts. — Pribory i systemy upravleniya . — 1970. — № 8. — S. 25—28.
7. Yatsyna, M.M. Pidvyshchennya efektyvnosti pnevmodyvgyuna z kiltsevym rotorom mizhtsekhovogo avtonomnogo transportnogo zasobu.: dys. ... kand. tekh. nauk: 05.02.02: zakhyschena 16.12.14: zatv. 26.02.15. — Kyiv, 2014. — 192 s.

Надійшла 25.12.2014 року

УДК 255:29.1

УДК 255:29.1

Обеспечение динамики транспортного средства с автономным источником питания, оснащённого пневмодвигателем

The color of the dynamics of the vehicle with autonomous power supply, equipped with a pneumatic engine

**А.Ф. Саленко,
Н. Н. Яцына**

**O.F. Salenko
M.M. Yatsyna,**

Обоснована целесообразность использования пневмодвигателя на межцеховом транспортном средстве с автономным источником питания. Показано, что для такого транспорта наиболее приемлемым является двигатель с кольцевым ротором, обладающим внушительным крутящим моментом в диапазоне низких частот вращения. Для данного двигателя предложена новая форма лепестков - криволинейного типа. Создана математическая модель работы подвижных звеньев пневмодвигателя и движения транспортного средства, с помощью которой осуществлен поиск рациональных параметров двигателя и средств регулирования давления рабочей среды для обеспечения динамических характеристик движения транспорта. Оценены возникающие нагрузки криволинейных лепестков.

Ключевые слова: теплоемкость, пневмодвигатель, динамика работы, давление рабочей камеры, момент инерции, крутящий момент.

The expediency of use of pneumo-drive for interplant transport mean with autonomous power supply is being proved. It is shown that the most acceptable variant for such mean of transport is the drive with annular rotor which possesses substantial rotational moment in diapason of low rotation frequency. For this engine the new form of petal is proposed — the petal of curvilinear type. It is being created the mathematical model of the operation for the movable parts of pneumo-drive and vehicle motion, which carried out the search of rational parameters of the engine and means for regulating the pressure of the working environment to ensure the dynamic characteristics of traffic. Emerging load of curvilinear petals is being evaluated.

Key words: heat capacity, pneumo-drive, dynamics of work, pressure of the working chamber, inertia moment, torque.