

Висновок

Порівняння результатів теоретичних розрахунків з результатами експериментальних досліджень гідравлічного опору створеного батарейного циклона з жалюзійними елементами дає можливість зробити висновки про придатність деяких з описаних методик для розрахунку опору даного апарата. Крім того, результати експериментальних досліджень свідчать про те, що гідравлічний опір його менший від опору батарейних циклонів інших конструкцій. Це підтверджує доцільність його створення і те, що процес очистки в ньому можна проводити з меншими затратами.

Suitability of known methods of calculation of hydraulic resistance of cyclone collectors for definition of resistance of the battery cyclone collector developed by authors with louvre units is estimated by comparing data of calculations behind these methods with results of the conducted experimental researches.

Література

1. Страус В. Промышленная очистка газов. Пер. с англ. – М.: Химия, 1981 – 616 с.
2. Батарейные циклоны. Руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. – М.: Госхимиздат, 1955. – 104 с.
3. А.с. 598623 СССР, МКИ ВО4 С 7/15. Центробежно-инерционный пылеуловитель / Чернявский А.И., Батлук В.А., Куц В.П. (СССР). Заявл. 21.06.76. Оpubл. 09.10.78. Бюл. №21.
4. Куц В.П. Повышение эффективности пылеулавливания в центробежно-инерционных пылеотделителях с жалюзийным отводом воздуха. - Дис. канд. техн. наук.:05.17.08. – Львов, 1986. –221 с.
5. Stairmand C.J. – Engineering, 168, 409 (1949).
6. Barth W. – Brennst. - Wärme – Kraft, 8,1 (1956).
7. Sherherd G.B., Lapple E.C. – Ind. Engng Chem., 31, 972 (1939).
8. ter Linden A.J. – Tonindustrie – Zeitung, 22 (III), 49 (1953).
9. Weidner G. – Ver. Deut. Ing. Tagungsheft, 3,16 (1954).

Одержано 25.11.2002 р.

УДК 621.757

І.Гевко, канд. техн. наук; І.Геник

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ РОБОТИ ГВИНТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ

Подано розрахунок гвинтового затискного механізму при обробленні деталей типу циліндричної втулки по зовнішній та внутрішній поверхнях. Наведено необхідні розрахункові схеми для визначення умов закріплення при одно і двохсторонній дії силових векторів. Дані практичні рекомендації щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів.

Умовні позначення

r_0^h і r_0^L - внутрішні радіуси зовнішньої і внутрішньої спіралей ГЕ;

r_p^L і r_p^h - внутрішній і зовнішній радіуси поверхонь втулки;

$r_1^L, r_2^L, r_1^h, r_2^h$ - функціональні радіус-вектори;

v_0^L, z_0^L - початкові координати спіралі ГЕ;

t - варіювана змінна;

dV/dt - кутова швидкість обертання радіус-векторів r_1^L і r_2^L ;

B^L, B^h - ширини стрічок спіралі ГЕ;

C^L, C^h - параметри кроку гвинтових ліній ГЕ;

T^L, T^h - кроки спіралей ГЕ;

f^L, f^h - коефіцієнти тертя ГЕ з відповідними робочими поверхнями втулки;

$q^L(r_2^L, t), q^h(r_2^h, t)$ - радіальні контактні навантаження на витки ГЕ;

\tilde{q}^L, \tilde{q}^h - радіальні навантаження одиниці довжини спіралей ГЕ;

n^L, n^h - кількість витків;

α^L, α^h - кут нахилу гвинтової лінії витків спіралі (за зовнішнім її діаметром);

I^L, I^h - моменти інерції поперечних перерізів витків ГЕ відносно їх осей;

E^L, E^h - модулі пружності II роду;

δ^L, δ^h - натяги ГЕ;

ξ - радіальний параметр спіралі ГЕ;

Ω_2^L, Ω^h - початкові зазори між робочими поверхнями витків і поверхнями заготовки;

$r_{n_2}^L, r_{n_1}^L$ - радіальні параметри робочих поверхонь спіралей відповідно до і після деформації;

φ_e^L, φ_e^h - допуски на відхилення середнього діаметра ГЕ;

Δ_f^L, Δ_f^h - допуски на відхилення розмірів перерізу ГЕ;

Δ_s^L, Δ_s^h - величини гарантованих зазорів між ГЕ і заготовкою;

Δ_a^L, Δ_a^h - допустимі відхилення поверхні втулки, по якій здійснюється її затиск;

G - модуль пружності для деформацій зсуву;

I_k^L, I_k^h - момент інерції при крученні поперечного перерізу витка;

μ - коефіцієнт Пуассона;

α_c^L, α_c^h - кути нахилу гвинтової лінії по середньому діаметру спіралі ГЕ.

ψ^L, ψ^h - коефіцієнт нерівномірності витягування;

D_0^L, D_0^h - діаметральний параметр розміщення центру перерізу ГЕ;

φ, z_1 - параметри спіралі;

\tilde{M}_p - момент, який визначається енергосиловими умовами механічного оброблення втулки;

k_c - коефіцієнт запасу $k_c = 1,05 \dots 1,3$;

M_s - момент який потрібно прикласти до спіралі для затиску втулки.

Одним із прогресивних напрямків технологічного вирішення задач щодо підвищення точності оброблення тонкостінних деталей типу тіл обертання є розроблення раціонального спорядження для їх закріплення у технологічному обладнанні і оснащенні. При цьому основними труднощами при використанні традиційних (загальновідомих) пристроїв, як, наприклад, кулачкових і цангових патронів, є наявність значних похибок у процесі оброблення внаслідок значних деформацій поверхонь деталей. Використання ж електромагнітних і вакуумних затискних пристроїв здебільшого є нераціональним внаслідок їх неекономічності для сучасного стану промислового виробництва та неможливість (в поширених пристроях) забезпечення необхідного зусилля затиску для оброблення заготовок із значними радіальними параметрами.

У цьому зв'язку, найбільш раціональним є використання технологічного спорядження (ТС), у якому основні робочі елементи виконані у вигляді гвинтових спіралей різної кількості і різної конфігурації [1].

Таке конструктивне виконання зумовлене можливістю передачі значних крутильних навантажень, забезпечення регульованого, рівномірного по всій зоні контакту надійного затиску.

Необхідною умовою функціонування такого ТС є забезпечення моментом тертя на контактуючих поверхнях гвинтових елементів (ГЕ) і заготовки зусиль зчеплення бі-

льших від загального моменту, який визначається енергосиловими факторами механічного оброблення затискуваної заготовки.

Однак для затиску втулки необхідно створити момент, що перевищує пружний момент ГЕ і закрутить (розкрутить) його до такого стану, при якому відбудеться зчеплення усіх витків із заготовкою, а крутний момент буде передаватися від пристрою заготовки із визначеним ступенем надійності.

Приведений аналіз показав, що зусилля закріплення залежить в основному від кількості витків ГЕ, які безпосередньо беруть участь у взаємодії, коефіцієнта тертя між контактуючими поверхнями, характеру спряження ГЕ із заготовкою, розмірів ГЕ і його фізико-механічних властивостей. Розрахункова схема для визначення умов закріплення заготовки подана на рис. 1.

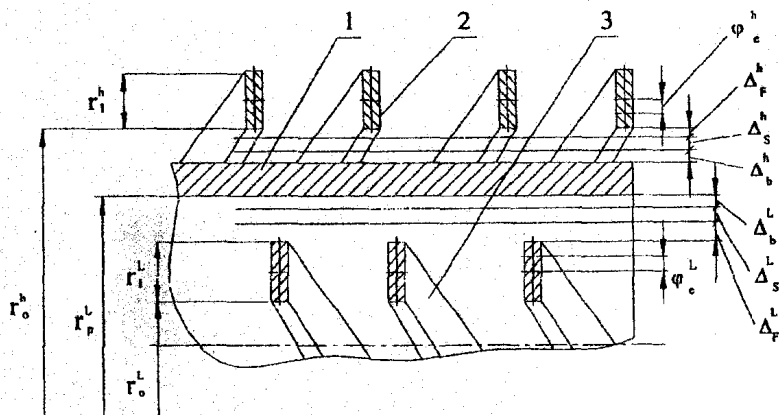


Рис. 1 Розрахункова схема для визначення умов закріплення заготовки (втулки):
1 – оброблена втулка; 2 – зовнішній гвинтовий елемент; 3 – внутрішній гвинтовий елемент

Для спрощення позначення зовнішнього і внутрішнього елементів введемо верхні індекси до показників, що їх характеризують відповідно h і L .

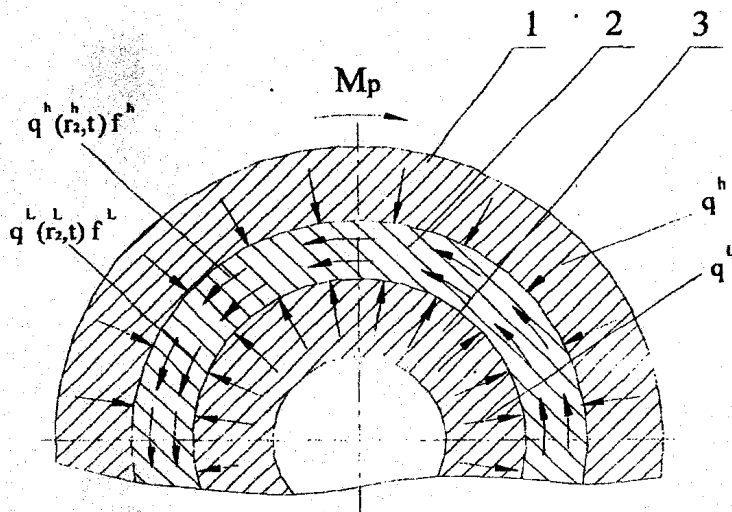


Рис. 2 Схема дії сил при затиску втулки з двох сторін:
1 – зовнішній гвинтовий елемент; 2 - втулка; 3 – внутрішній гвинтовий елемент.

Розглянемо затиск втулки за внутрішнім діаметром лише однією гвинтовою спіраллю (ГЕ). Припустимо, що ГЕ виконаний у вигляді спіралі поперечного перерізу близького до прямокутного. Тоді згідно [2] вираз, який описує об'ємну геометрію цієї спіралі можна подати так:

$$\vec{r} = (r_0^L + r_1^L) \left(\cos(V_0 + t \frac{dV}{dt}) \vec{i} + \sin(V_0 + t \frac{dV}{dt}) \vec{j} \right) + (C^L V + z_0 - r_2^L) \vec{k} \quad (1)$$

$$r_2^L \in [-0,5\varepsilon; 0,5\varepsilon]; \quad r_1^L \in [0; B^L];$$

У випадку, коли ГЕ виконаний з використанням методів навивання, то параметри у виразі (1) будуть такі:

$$\varepsilon = \bar{H}^L - \frac{r_1^L (\bar{H}^L - \bar{h}^L)}{B}; \quad \bar{H}^L = \frac{2\pi C^L}{\cos \gamma_h^L};$$

$$\bar{h}^L = \frac{H_0^L}{2\pi \cos \gamma_h^L}; \quad \gamma_h^L = \arctg\left(\frac{C^L}{r_0^L}\right); \quad \gamma_b^L = \arctg\left(\frac{C^L}{r_0^L + B^L}\right) \quad (2)$$

У випадку закріплення заготовки момент сил тертя, що має місце у зонах контакту, визначається із залежності:

$$M^L = f^L (r_0^L + r_1^L) \int_{-r_2^{*L}}^{r_2^{*L}} \int_{t_1}^{t_2} q^L (r_2^L t) \sqrt{EG - F^2} dt dr_2^L, \quad (3)$$

де:

$$E = \left(\frac{dr}{dt}\right)^2 = \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2;$$

$$G = \left(\frac{dr_2^L}{dt}\right)^2 = \left(\frac{dx}{dr_2^L}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dr_2^L}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dr_2^L}\right)^2;$$

$$F = \frac{\partial r}{\partial t} \frac{\partial r_2^L}{\partial t} = \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial x}{\partial r_2^L} + \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial r_2^L} + \frac{\partial z}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial r_2^L}; \quad r_2^* = 0,5\varepsilon;$$

Припустимо, що $q^L = const$; $r_2^* = const$, тоді вираз (3) матиме вигляд:

$$M^L = 2 f^L q^L (r_0^L + r_1^L) r_2^{*L} \omega (t_2 - t_1) \sqrt{(r_0^L + r_1^L)^2 + 2(C^L)^2}; \quad (4)$$

При наближених розрахунках цей вираз можна спростити до вигляду:

$$\tilde{M}^L = 2\pi (r_0^L + r_1^L)^2 \tilde{q}^L f^L n^L / \cos \alpha^L; \quad (5)$$

Величина \tilde{q}^L при контакті криволінійних стержнів з маточиною згідно [3, 4] можна подати так:

$$\tilde{q}^L = \frac{E I^L \delta^L}{2(r_0^L + r_1^L)^4}; \quad (6)$$

Величина I^L в першому наближенні рівна:

$$I^L = \int_{\xi_0^L}^{\xi_0^L + \delta^L} \xi^2 \left(\bar{H}^L + \frac{(\bar{H}^L - \bar{h}^L)(r_0^L - \xi)}{B^L} \right) d\xi \quad (7)$$

Якщо момент тертя при закручуванні витків викликає зміну параметра $r_p^L = \tilde{r}_0^L + r_1^L$, то ГЕ буде контактувати із заготовкою за виконання умови:

$$dr_p^L = |r_{p_2}^L - r_{p_1}^L| \geq \Omega^L. \quad (8)$$

Величину початкового зазору Ω^L (див. рис.1) в загальному випадку можна подати так:

$$\Omega^L = \varphi_c^L + \Delta_5^L + \Delta_6^L + \Delta_7^L. \quad (9)$$

Для забезпечення затиску необхідно ГЕ навантажити крутним моментом \tilde{M} . Тоді зміну радіального параметру робочої поверхні спіралі можна подати, використавши співвідношення, подані у роботі [3].

Для цього випадку:

$$2dr_p^L = (2\tilde{M}_3(r_0^L + r_1^L)^2 / \cos \alpha_c^L) (2 \sin^2 \alpha^L / GI_k^L + \cos 2\alpha^L / EI^L). \quad (10)$$

Згідно [1], залежність між приростом кута закручування $d\varphi$ і зміною параметра $2dr_p^L$ має вигляд:

$$d\varphi^L = -\pi\varphi_1 \left(\frac{4\varphi_1^2 D_0^L}{z_1} + \frac{\pi(r_0^L + B^L) - 2\psi^2 r_0}{\Gamma^L(\psi^2 - 1)} \right) / \left(\left(\frac{4\pi\varphi_1 (D_0^L)^2}{z_1} + (\Gamma^L)^2 \right) dr_p^2 \right)^2. \quad (11)$$

Таким чином, загальна умова закріплення заготовки має вигляд:

$$\frac{\pi f^L n^L EI^L \delta^L}{\cos \alpha_c^L (r_0^L + r_1^L)^2} - \tilde{M}_p k_\varepsilon = 0. \quad (12)$$

$$M_3 \geq \frac{\Omega^L \cos \alpha_c^L}{(2 \sin^2 \alpha_c^L / GI_k^L + \cos 2\alpha_c^L / EI^L) (r_0^L + r_1^L)^2}. \quad (13)$$

У випадку затиску двома спіралями, умови працездатності визначаються згідно виразу (12) так:

$$\begin{cases} \frac{\pi f^L n^L EI^L \delta^L}{\cos \alpha_c^L (r_0^L + r_1^L)^2} + \frac{\pi f^h n^h EI^h \delta^h}{\cos \alpha_c^h (r_0^h)^2} - \tilde{M}_p k_\varepsilon = 0 \\ M_3 \geq \frac{\Omega^L \cos \alpha_c^L}{(2 \sin^2 \alpha_c^L / GI_k^L + \cos 2\alpha_c^L / EI^L) (r_0^L + r_1^L)^2} + \\ + \frac{\Omega^h \cos \alpha_c^h}{(2 \sin^2 \alpha_c^h / GI_k^h + \cos 2\alpha_c^h / EI^h) (r_0^h)^2} \end{cases} \quad (14)$$

де: $\Omega^h = \varphi_c^h + \Delta_r^h + \Delta_s^h + \Delta_b^h$.

У багатьох технологічних пристроях реалізується схема затиску на основі використання зміни діаметрального параметру робочої поверхні ГЕ за допомогою моменту сил тертя одного ГЕ. В цьому випадку необхідні умови затиску визначимо за допомогою виразів (5), (6), (7) і (9). Тоді умова затиску:

$$\delta^L \geq \Omega_h^L / 2\pi n^L f^L (tg^2 \alpha^L (4I^L (1 + \mu) / I_k^L - 1) + 1). \quad (15)$$

Припустимо, що $I / I_k = 0,37 \dots 0,6$ і $V_2^* = \Xi$, то вираз (13) можна подати так: до спіралі з $r_1 = 2r_2^*$:

$$\delta^L \geq \Omega^L / 2\pi n^L f^L \mu (tg^2 \alpha^L + 1);$$

для $r_1 \neq 2r_2^*$:

$$\delta \geq \Omega^L / (2\pi n^L f^L \frac{\mu(tg^2 \alpha^L + 1)}{3\eta});$$

Висновок

Приведені дослідження показали, що гвинтові елементи здійснюють надійне затискання тонкостінних втулок і валів без пошкодження поверхонь, прості за конструкцією і зручні в експлуатації.

Запропонований спосіб закріплення круглих тонкостінних заготовок і методика його розрахунку може мати місце в практичному використанні в технологічному оснащенні у машино- і приладобудування для різних механізмів з розширеними технологічними можливостями.

The calculations of screw clamping device of thin walled cylindrical bush on the internal and external surface is presented. The necessary calculations schemes for determining securing conditions at single-sided and two-sided actions of power vector are suggested. Practical recommendations dealing with the choice of structural and technological parameters are given.

Література

1. Генік І.С. Затискний пристрій для обробки деталей типу тіл обертання // Збірник наукових праць. Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування.-К.: Вид. НАУ.-1997.-Т.1.-С. 103-107.
2. Васильків В, Пилипець М, Радик Д. Опис геометрії різнопрофільних гвинтових заготовок // Вісник ТДТУ.-2002.-Т.7: №2.-С.75-83.
3. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в 3-х т: Т.1/Под ред. И.А. Бигера и Я.Г. Пановко.-М.: Машиностроение, 1968.-368 с.
4. Rudnickas Vitte W., Fine Richard A.-Machine Design, 1965, №11. -р 37-42.

Одержано 21.11.2002 р.

УДК 621.825

Г.Нагорняк

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

СИНТЕЗ ІНЕРЦІЙНИХ ЗАПОБІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ З ВИКОРИСТАННЯМ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МАХОВИКА

В статті представлено векторний синтез і багатоваріантна структура інерційних запобіжних механізмів з використанням кінетичної енергії маховика, які призначені для захисту високомігдкісних приводів від перевантажень.

При роботі машин і механізмів різного призначення виникають перевантаження, при яких має місце зупинка робочого органу і деталей приводу.

Надійність і довговічність роботи технологічного обладнання в значній мірі залежить від ефективності роботи механізмів захисту приводів, вузлів і окремих деталей від перевантажень і полумкою.

Для захисту приводів, вузлів і деталей машин від перевантажень використовують кулачкові, кулькові і фрикційні запобіжні муфти, які мають різні коефіцієнти точності спрацьовування, динамічності, чутливості і час спрацьовування [1].

Захист приводів від перевантажень можна також здійснювати шляхом відключення двигуна і припинення передачі крутного моменту на елементи приводу за рахунок використання кінетичної енергії маховика (диска), встановленого безпосередньо на валу приводу.

Традиційно маховик призначений для регулювання руху механізмів у період їх встановленого руху для забезпечення коефіцієнта нерівномірності руху δ , який би не перевищував наперед заданого значення [2].

Коефіцієнт нерівномірності δ рівний [2]

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_c} = \frac{2(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{max} + \omega_{min}},$$

де ω_{max} і ω_{min} – відповідно найбільша і найменша кутові швидкості ланки;

ω_c – середня кутова швидкість ланки.

Зміна кутової швидкості вала, на якому встановлений маховик, зумовлює появу кутового прискорення ϵ , яке необхідно враховувати при проектуванні інерційних запобіжних механізмів.

Крім тривіального жорсткого з'єднання маховика з валом, наприклад, з допомогою шпонки, можливе його вільне з'єднання з валом або з допомогою різьбового ходового з'єднання.

На рис.1 представлений векторний синтез для різних схем з'єднань вала 1 з маховиком 2, який є основою для розробки реальних інерційних запобіжних