

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОГО ЗАПОБІЖНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ВІДКЛЮЧЕННЯ ПРИВОДІВ МАШИН ПРИ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯХ

В статті приведено розрахунки основних параметрів інерційного запобіжного механізму без врахування і з врахуванням сил тертя між контактними поверхнями, які відносно переміщуються при його спрацьовуванні. Отримано аналітичні залежності для визначення параметрів конструкції, при яких забезпечується гарантоване відключення приводів машин при перевантаженнях.

Умовні позначення

- J – момент інерції диска, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 $D_{\text{ід}}$, b – відповідно зовнішній діаметр і ширина інерційного диска, мм;
 γ – питома вага матеріалу інерційного диска, $\text{Н}/\text{м}^3$;
 G – сила ваги інерційного диска, Н;
 d – діаметр вала в місці розміщення інерційного диска, мм;
 ω_l і ω_{max} – відповідно мінімальне і максимальне значення кутової швидкості обертання вала, на якому встановлений інерційний диск, с^{-1} ;
 τ_T – час зупинки вала при перевантаженні (при величині кутової швидкості ω_l);
 D – зовнішній діаметр кулачків, мм;
 $D_{\text{ср}}$ – середній діаметр кулачків, мм;
 h – висота кулачків, мм;
 b_k – ширина кулачків, мм;
 α – кут нахилу робочої частини кулачків, град;
 φ – кут тертя в кулачках, град;
 h_0 – величина осевого зміщення кулачків при спрацьовуванні інерційного запобіжного механізму, мм;
 h_1 – відстань від торця інерційного диска до торця упорного стакану, мм;
 h_2 – відстань від торця інерційного диска до рухомого елемента кінцевого вимикача, мм;
 F_{st} – сила тертя в спряженні “інерційний диск – вал”, Н;
 R_{st} – радіус тертя в контактній зоні “торець інерційного диска – торець упорної пластмасової шайби”, мм;
 F_{st} – сила тертя в контактній зоні “торець інерційного диска – торець упорної пластмасової шайби”, Н;
 F_{n1} – початкове значення сили стиску циліндричної пружини, Н;
 F_{n2} – значення сили стиску циліндричної пружини при її додатковій деформації на величину h_1 , Н;
 k – жорсткість циліндричної пружини стиску, $\text{Н}/\text{мм}$;
 N_1 – початкове значення нормальної сили тиску на кулачках від дії сили F_{n1} , Н;
 N_2 – кінцеве значення нормальної сили тиску на кулачках від дії сили F_{n2} , Н;
 F_{s1} , F_{s2} – відповідно сили тертя на кулачках від дії нормальних сил N_1 і N_2 , Н;
 $F_{\text{вн}}$ і $F_{\text{вк}}$ – відповідно сила стиску пружини кінцевого вимикача в початковому і кінцевому положеннях його рухомого елемента, Н;
 k_8 – жорсткість пружини кінцевого вимикача, $\text{Н}/\text{мм}$

Сучасні сільськогосподарські машини і екскаватори працюють в умовах випадкових динамічних навантажень, які в декілька разів перевищують номінальні значення. При цьому для захисту приводів машин від перевантажень використовуються кулачкові, кулькові, зубчасті і фрикційні запобіжні муфти [1], які поділяються на автоматичні і самовиключні. При використанні автоматичних запобіжних муфт під час дії перевантаження зростають обертові моменти на валах приводу і самому двигуні внаслідок збільшення моменту при спрацьовуванні муфти. При використанні самовиключних за-

побіжних муфт привід машини потрібно зупинити і повертати елементи муфти в початкове працездатне положення.

На сьогоднішній день важливою проблемою сільськогосподарського машинобудування є створення простих і надійних в роботі засобів для відключення і діагностики приводів машин при перевантаженнях. До даної групи механізмів, які не є запобіжними муфтами, але забезпечують надійне відключення приводів при перевантаженнях, слід віднести інерційні запобіжні механізми (ІЗМ), синтез яких приведений в роботі [2].

Для практичного використання з точки зору простоти конструкції пропонується механізм з несиметричними кулачками на торці інерційного диску і упорним стаканом для обмеження осьового переміщення даного диска.

Інерційний запобіжний механізм для відключення і діагностики приводу машин показаний на рис.1.

На валу 1 приводу (не показаний) встановлена втулка 2 з рівномірно виконаними по колу радіальними виїмками, які сформовані повздовжніми діаметрально розміщеними поверхнями 3 і нахиленими поверхнями 4. В дані виїмки входять кулачки 5, які жорстко з'єднані з інерційним диском 6. З торцем диска 6 в контакт знаходиться упорна пластмасова шайба 7 як підшипник ковзання, з якою взаємодіє циліндрична пружина стиску 8. Правий торець пружини контактує з буртиком рухомої в осьовому напрямку втулки 9. На кінці вала 1 вільно встановлений своїм наскрізним отвором упорний стакан 10, який охоплює буртик втулки 9 і впирається в торець гайки 11. При цьому слід відзначити, що висота h кулачків 5 перевищує відстань h_1 між ближніми торцями інерційного диска 6 і упорного стакана 10, а величина h_0 рівна величині h_1 .

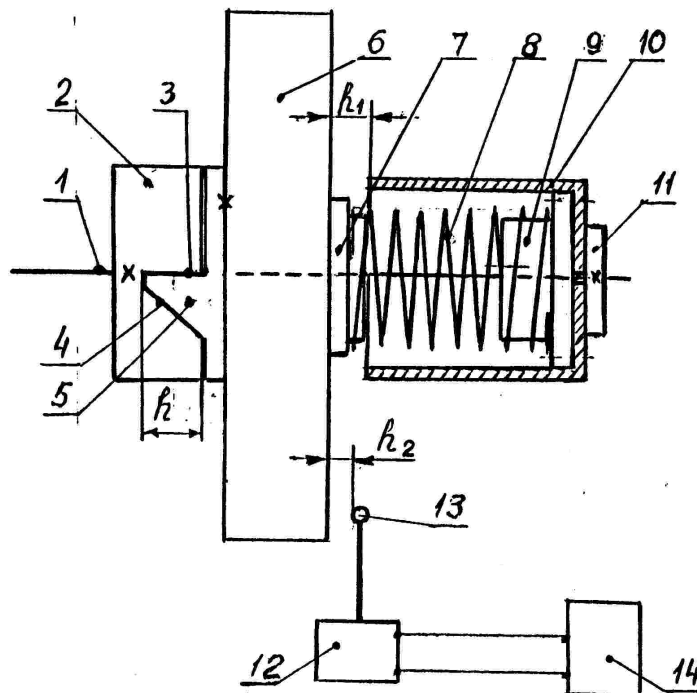


Рис.1. Інерційний запобіжний механізм для відключення приводів машин при перевантаженнях

Зі сторони вільного торця інерційного диска 6 встановлений кінцевий вимикач 12, і відстань h_2 виконана меншою за відстань h_1 . Кінцевий вимикач 12 з'єднаний з лічильником імпульсів 14.

При перевантаженні інерційний диск 6 за рахунок сили інерції продовжує обертатися далі, внаслідок чого кулачки 5 намагаються вийти із зачеплення з виїмками втулки 2, а інерційний диск 6 при цьому зміщується вправо і входить в контакт з торцем упорного стакана 10, стискаючи при цьому пружину 8 і натискаючи на кінець ру-

хомого елемента 13 кінцевого вимикача 12. При цьому привід машини відключається, а на лічильник імпульсів 14 поступає сигнал, який фіксує факт перевантаження.

Метою даної роботи є аналітичне визначення параметрів механізму, при яких забезпечується його висока працездатність.

Розрахунково-конструктивна схема ІЗМ приведена на рис.2, а графіки зміни сил опору при його спрацьовуванні показані на рис.3.

При розрахунку механізму розглянемо два варіанти:

а) сила тертя між контактуючими поверхнями не враховується, а кінетична енергія інерційного диска 6 повністю переходить в потенціальну енергію деформації пружини стиску 8 і потенціальну енергію деформації пружини кінцевого вимикання 12;

б) розрахунок проводиться із врахуванням всіх сил тертя, які виникають між контактуючими рухомими поверхнями механізму при його спрацьовуванні.

Оскільки при роботі машини кутова швидкість вала, на якому встановлений ІЗМ може змінюватись як ступенєво, так і безступенєво в діапазоні від ω_1 до ω_{max} , то при проектуванні і розрахунку ІЗМ, який призначений для відключення приводу машини при різних кутових швидкостях, в якості розрахункової кутової швидкості вибираємо її мінімальне значення ω_1 .

Окрім того, при розрахунку ІЗМ робимо припущення, що кутова швидкість інерційного диску при його переміщенні вправо на величину h_1 зменшується за лінійним законом від ω_1 до нульового значення (рис.2).

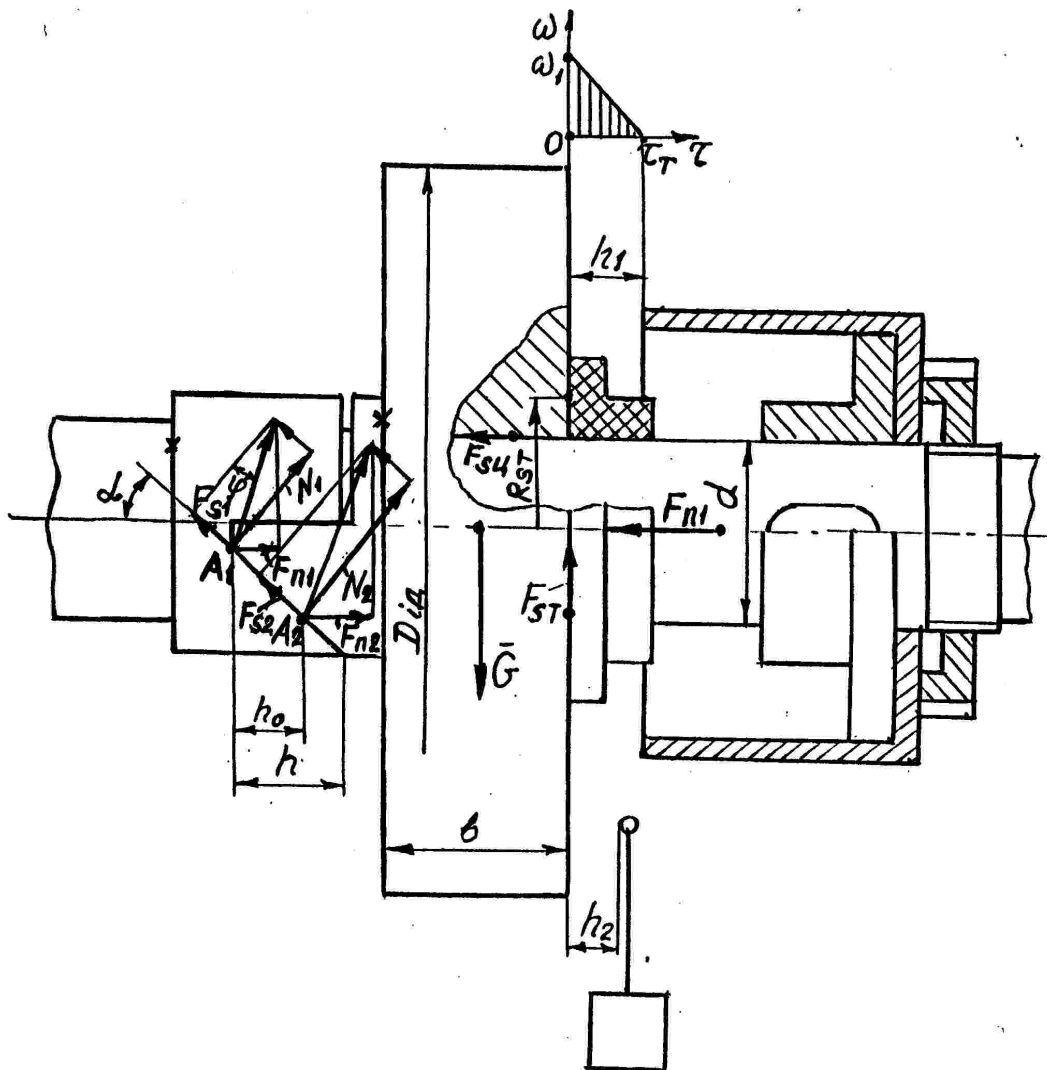


Рис.2. Розрахунково-конструктивна схема інерційно запобіжного механізму

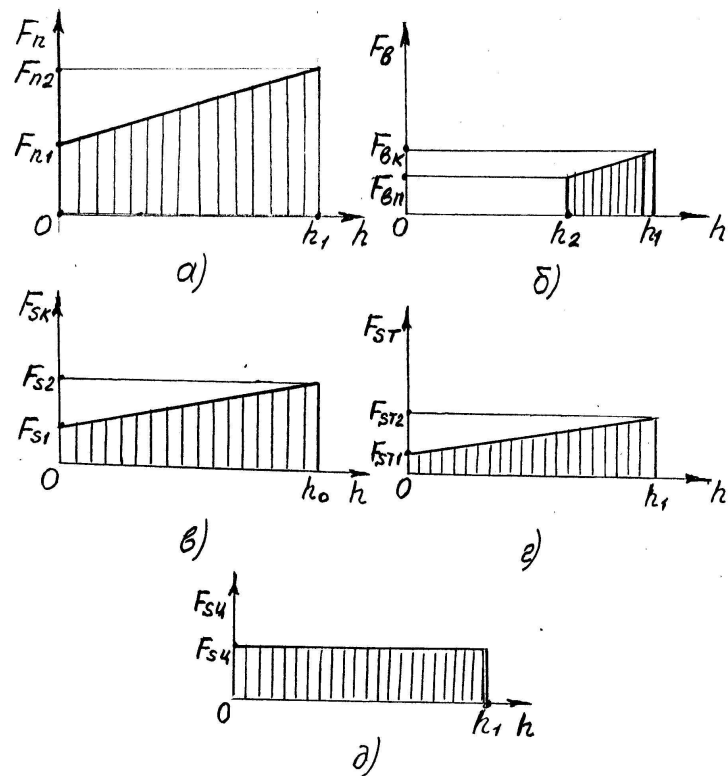


Рис.3. Графіки зміни сил опору при спрацьовуванні інерційно запобіжного механізму
 а) зміна сили стиску F_n пружини 8;
 б) зміна сили опору зі сторони пружини кінцевого вимикача 12;
 в) зміна сили тертя F_{sk} в кулачковому зачепленні;
 г) зміна сили тертя F_{st} між контактуючими поверхнями диска і упорної пластмасової шайби 7;
 д) залежність сили тертя F_{su} в sprzęженні циліндричних поверхонь інерційного диска і вала від величини h .

Розглянемо перший варіант розрахунку оскільки сила стиску пружини 8 змінюється за лінійним законом від F_{n1} до F_{n2} (рис.3,а) і аналогічно змінюється сила стиску пружини кінцевого вимикання 12 від F_{en} до F_{ek} (рис 3,б), то при цьому справедлива рівність

$$\frac{J\omega_1^2}{2} = \frac{F_{n1} + F_{n2}}{2} \cdot h_1 + \frac{F_{en} + F_{ek}}{2} \cdot (h_1 - h_2). \quad (1)$$

Підставляючи замість $F_{n2} = F_{n1} + k \cdot h_1$, а замість $F_{ek} = F_{en} + k_e(h_1 - h_2)$ отримуємо наступне рівняння:

$$J\omega_1^2 = 2F_{n1} \cdot h_1 + k \cdot h_1^2 + 2F_{en}(h_1 - h_2) + k_e(h_1 - h_2)^2. \quad (2)$$

При розрахунках приймаємо наступні співвідношення: $D = 2d$;
 $b_k = 0.2D = 0.4d$; $D_{cp} = D - b_k = 1.6d$; $h = 0.8b_k = 0.32d$; $h_1 = 0.8h = 0.25d$;
 $h_1 - h_2 = 2$ мм.

Оскільки $J = \frac{\pi(D_{io}^4 - d^4) \cdot \gamma \cdot b}{32g}$, де $g=9.81$ м/с- прискорення сили земного тяжіння, то після підстановок рівняння (2) прийме вигляд

$$\frac{\pi(D_{i0}^4 - d^4) \cdot \gamma \cdot b \cdot \omega_1^2}{32g} = 0.5F_{n1} \cdot d + 0.063k + 4F_{en} + 4k_g. \quad (3)$$

Звідси визначаємо необхідну товщину "b" інерційного диска

$$b = \frac{32g(0.5F_{n1} \cdot d + 0.063k + 4F_{en} + 4k_g)}{\pi(D_{i0}^4 - d^4) \cdot \gamma \cdot b \cdot \omega_1^2}. \quad (4)$$

При розрахунках доцільно приймати $D_{i0} = (3 \div 4)d$. При відомих значеннях " D_{i0} " і " b " з рівняння (4) визначаємо необхідну жорсткість k пружини стиску 8 при відомій жорсткості k_g кінцевого вимикача. Знаючи величину " k ", визначаємо діаметр витків (дроту) пружини, її середній діаметр і кількість робочих витків [3].

Час τ_T , протягом якого інерційний диск при перевантаженні машини ввійде в контакт з торцем упорного стакана (рис.2) буде рівний

$$\tau_T = 4h_1 / \omega_1 \cdot D_{cp}. \quad (5)$$

Врахування всіх сил тертя, які виникають між контактуючими рухомими поверхнями, необхідно для уточненого визначення товщини " b " інерційного диска.

При відносному зміщенні кулачків на величину h_1 (рис.3,в) сили тертя F_{s1} і F_{s2} (рис.2) в точках A_1 і A_2 будуть рівні

$$F_{s1} = \frac{F_{n1} \sin \varphi}{\sin(\alpha - \varphi)}, \quad F_{s2} = \frac{F_{n2} \sin \varphi}{\sin(\alpha - \varphi)}.$$

Робота A_{SK} , яку необхідно затратити на подолання сили тертя в кулачковому зачепленні (рис.2), рівна

$$A_{SK} = \frac{F_{s1} + F_{s2}}{2} \cdot l_{A1A2} = \frac{(F_{n1} + F_{n2}) \sin \varphi}{\sin(\alpha - \varphi)} \cdot \frac{h_0}{\cos \alpha}, \quad (6)$$

де l_{A1A2} – відстань між точками A_1 і A_2 .

При цьому $\alpha = 40^\circ \div 50^\circ$, $\varphi = 5^\circ \div 6^\circ$.

Сила тертя у спряженні торцевих поверхонь інерційного диска і упорної пластмасової шайби змінюється за лінійним законом від початкового значення F_{ST1} (при дії сили F_{n1} зі сторони пружини стиску 8) до кінцевого значення F_{ST2} (при дії сили F_{n2}) (рис.3,г).

Робота, яку необхідно затратити на подолання сили тертя F_{ST} , визначається так

$$A_{ST} = \frac{F_{ST1} + F_{ST2}}{2} \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{R_{ST}}{D_{cp}} = \frac{F_{n1} + F_{n2}}{2} \cdot f \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{D_{ST}}{D_{cp}}. \quad (7)$$

Силу тертя F_{sy} в спряженні "отвір інерційного диска - вал" визначаємо за залежністю, приведеною в роботі [3]:

$$F_{sy} = Q \cdot \pi \cdot f / 2,$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; $Q = \frac{\pi(D_{i0}^2 - d^2) \cdot \gamma \cdot b}{4}$.

Для подолання сили тертя F_{su} , яка є величиною постійною (рис. 3, д), необхідно затратити роботу

$$A_{su} = F_{su} \cdot \frac{h_1}{\cos \alpha} = \frac{\pi^2 (D_{id}^2 - d^2) \cdot \gamma \cdot b \cdot f}{8 \cos \alpha} \quad (8)$$

Таким чином, кінетична енергія $(J\omega_1^2/2)$ інерційного диска, окрім переходу в потенційну енергію деформації пружини стиску 8 і пружини кінцевого вимикача, витрачається на виконання робіт з подолання сил тертя, сумарне значення яких рівне:

$$A_T = (F_{n1} + F_{n2}) \left(\frac{\sin \varphi \cdot h_0}{\sin(\alpha - \varphi) \cdot \cos \alpha} + \frac{f \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot D_{ST}}{D_{cp}} \right) + \frac{\pi^2 (D_{id}^2 - d^2) \cdot \gamma \cdot b \cdot f}{8 \cos \alpha} \quad (9)$$

Оскільки в залежності (8) є величина "b", яка визначається із формули (4), в якій не враховані сили тертя, то в формулі (9) раніше визначену величину "b" необхідно збільшити в 1.15 рази.

В результаті проведених розрахунків ІЗМ за отриманими залежностями встановлено, що при проектуванні механізму ширину інерційного диска потрібно збільшити в 1.15÷1.2 рази у порівнянні зі значенням, отриманим з розрахунку за формулою (4).

Для підтвердження правильності розрахунків в металі виготовлений і апробований ІЗМ з наступними розмірами $d=26$ мм; $D=52$ мм; $b_k=10.4$ мм; $D_{cp}=41.6$ мм; $h=8.3$ мм; $h_l=6.6$ мм; $D_{id}=78$ мм; $\alpha=45^\circ$; $R_{ST}=18$ мм; $\omega_l=63$ с⁻¹; $k=2$ Н/мм; $b=25$ мм.

В результаті проведених досліджень встановлено, що він надійний в роботі і забезпечує автоматичне відключення приводу при перевантаженнях, в т. ч. в стоповому режимі навантаження.

Висновки

1. В результаті використання розробленої розрахунково-конструктивної схеми ІЗМ, яка враховує дію всіх сил пружності і тертя і проведених силових розрахунків з врахуванням реальної зміни сил опору при спрацьовуванні механізму, отримані аналітичні залежності для визначення основних параметрів, при яких забезпечується висока працездатність конструкції.
2. При врахуванні всіх сил тертя, які виникають між контактуючими рухомими поверхнями ІЗМ, товщину інерційного диска необхідно збільшити в 1.15÷1.2 рази у порівнянні зі значенням, отриманим лише з врахуванням сил опору зі сторони центральної пружини підтиску і пружини кінцевого вимикача.
3. Апробація виготовленого за отриманими залежностями ІЗМ підтвердила його надійність в роботі і гарантоване відключення приводу при перевантаженнях.

The paper deals with the calculations of main parameters of the inertial safety mechanism both by neglecting and taking into consideration the friction forces between the contacting surfaces which relatively displace when it's worked. The analytic formulas for determination of desing parameters which guarantee the stop of machine drives under overloading are developed.

Література

1. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. – К.: Техника, 1992.– 72 с.
2. Нагорняк Г.С. Синтез інерційних запобіжних механізмів з використанням кінетичної енергії маховика // Вісник ТДТУ, -2003, -Т.8. - №1. - С.93-97.
3. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. -К. : Вища школа, 1993.-556 с.

Одержано 2.06.2003 р.