

3. *Быстрота изготовления* (технология изготовления проволочных зубчатых колес состоит из пластической деформации материала (проволоки) и не подвергается процессам резания).

4. *Экономичность* (критерий, к которому стремиться любое производство).

5. *Пониженная шумовая работа* (из-за смягчения ударов зуба колеса о зуб шестерни, вибрации гасятся упругими пружинными витками, колебание которых незначительно передает энергию звука в окружающую среду).

6. *Плавность работы* (достигается за счет постоянного контакта поверхностей витков зубьев проволочного зубчатого колеса с витками зубьев проволочной зубчатой шестерни. А так же отсутствие резких переходов и острых углов детали).

7. *Двухсторонность работы* (специальная конструкция проволочного зубчатого колеса может передавать крутящий момент как внешней, так и внутренней поверхностью зубчатого колеса).

При всем при этом проволочные зубчатые колеса пружинного типа с витыми зубьями имеют ряд недостатков:

- 1) невозможность их использования в тяжело нагруженных машинах;
- 2) при нагреве проволочного зубчатого колеса произойдет удлинение проволоки, следствием чего станет деформация профиля и изменение размеров колеса;
- 3) большая толщина колеса равная диаметру витка.

Проволочные зубчатые колеса пружинного типа с витыми зубьями могут быть применены в изготовлении таких изделий как: бытовая техника; портативный электроинструмент; детские механические игрушки; авиапромышленные устройства, агрегаты, аппараты, машины.

Список источников

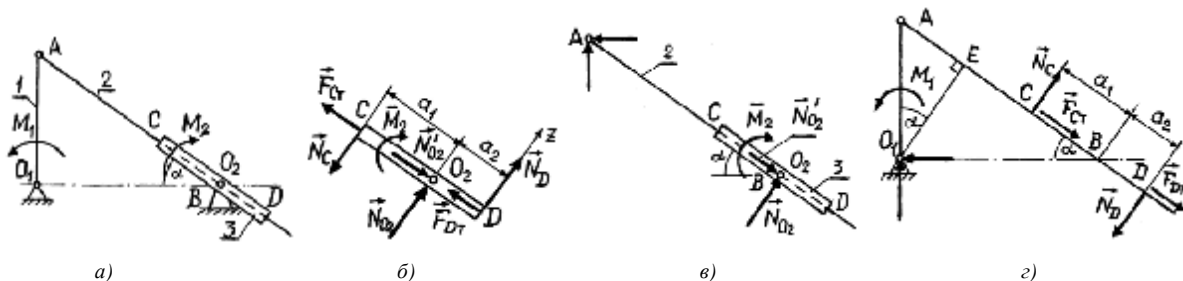
1. Глухарев, Е. Г. Зубчатые соединения. Справочник / Е. Г. Глухарев, Н. И. Зубарев ; под ред. А. Л. Филипенкова. — Л. : Машиностроение, 1990. — 271 с.

В. В. Фурс

Навуковы кіраўнік — С. І. Русан
Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт,
г. Баранавічы, Рэспубліка Беларусь

СІЛАВОЕ ўРАўНАВАЖАННЕ МЕХАНІЗМА СА СЛІЗГАЛЬНЫМ ЗЛУЧЭННЕМ ЗВЕННЯў

Агульныя заўвагі. Рычажныя механізмы са слізгальным злучэннем звенняў шырока распаўсюджаны ў тэхніцы. У працэсе работы на механізм дзейнічаюць актыўныя сілы і сілы супраціўлення. У рабочым рэжыме механізма рух звенняў стабілізуецца і паміж названымі сіламі наступае раўнавага. У ціхходных механізмах сіламі інерцыі можна ігнараваць. Тады разлік сілавых параметраў зводзіцца да рашэння задач статыкі. У такой пастаноўцы ніжэй аналізуецца раўнавага кривашыпна-куліснага механізма, што складаецца з трох рухомых звенняў (рис. 1, а): кривашыпа 1, шатуна 2 і ўтулкі (карамысла) 3, замацаванай шарнірна на апоры O_2 . Асаблівасць канструкцыі заключаецца ў тым, што звенні 2 і 3 утвараюць вышэйшую кінематычную пару — кантакт паміж звеннямі мае месца толькі ў пунктах C і D. Аналіз сілавога ўраўнаважвання механізма з несіметрычнымі параметрамі ўтулкі ў вучэбна-метадычнай літаратуры адсутнічае.



Рысунка 1 — Накіраванні момантаў супраціўлення

Пастаноўка задачы. Вызначэнне моманту супраціўлення. Зададзены момант M_1 актыўнай пары на кривашыпе, геаметрычныя параметры механізма $O_1A = r$, $O_2C = a_1$, $O_2D = a_2$ α і каэфіцыент трэння слізгання f у пунктах C і D (рис. 1, б). Вызначыць мінімальны момант пары M_2 , неабходны для ўраўнаважвання пары M_1 .

Задачу будзем рашаць з дапамогай ураўненняў геаметрычнай статыкі. Іншы падыход апісаны ў артыкуле [1]. Прыменім метад аналізу раўнавагі складаных сістэм. Пры $f = 0$ існуе толькі адно значэнне моманту пары M_2 , якое забяспечвае раўнавагу механізма (пры зададзеным M_1). Калі $f \neq 0$, то такіх значэнняў мноства — яны ўтвараюць вобласць змянення моманту M_2 . Паводле ўмовы задачы трэба знайсці найменшае з іх. Уявім, што мы знайшлі ўраўнаважвальную пару M_2 пры $f = 0$. Яна будзе ўраўнаважвальнай і пры $f \neq 0$; пры гэтым сіла трэння ў кінематычнай пары «шатун-ўтулка» роўна нулю. Высветлім, якім чынам будзе парушацца раўнавага механізма пры змяншэнні знойдзенага моманту пары M_2 . Відавочна, у гэтым выпадку механізм пачне рухацца пад дзеяннем неўраўнаважанай пары M_1 — стрыжні 1, 2 і ўтулка будуць паварочвацца супраць руху стрэлкі гадзінніка. Адначасова стрыжань 2 будзе рухацца адносна ўтулкі — выцягвацца з яе; яго частак AC будзе павялічвацца. Калі $f \neq 0$, то пры памяншэнні моманту M_2 слізганне шатуна ва ўтулцы пачнецца не зразу, бо ў пунктах C, D узнікнуць сілы счাপлення, якія да пэўнага моманту часу будуць утрымліваць стрыжань 2 ва ўтулцы без слізгання. А без прасоўвання шатуна не магчымы паварот звенняў. Пры некаторым значэнні памяншаемага моманту пары M_2 сілы счাপлення дасягнуць свайго межавага значэння, роўнага сіле трэння слізгання $F_T = fN$. Адпаведнае значэнне моманту пары M_2 будзе найменшым — $M_{2\min}$; для зручнасці выкладання ўвядзем абазначэнне $M_{2\min} = \bar{M}_2$. Яго, паводле ўмовы задачы, і неабходна вызначыць. Трэба звярнуць увагу, што сілы трэння F_{CT}, F_{DT} у пунктах C, D , якія процідзейнічаюць выцягванню стрыжня, накіраваны ўздоўж яго ўніз. Да ўтулкі яны прыкладзены ў адваротным напрамку (гл. рыс. 1, б). Каб знайсці сілы трэння, разгледзім раўнавагу асобна ўтулкі і стрыжня 2 з утулкай, паказаных на рысунках 1, а і б. Напрамкі рэакцый N_C, N_D на рысунку 1, б, выбраны так, каб яны маглі супрацьдзейнічаць актыўнай пары сіл \bar{M}_2 . Іншы выбар напрамкаў рэакцый не прывядзе да памылкі; толькі яны атрымаюцца са знакам «мінус». Тое самае можна сказаць і аб выбары напрамку вектара N_{O_2} на рысунку 1, в: паколькі пара \bar{M}_2 імкнецца вярцець аб'ект раўнавагі ACD адносна пункта A за стрэлкай гадзінніка, то рэакцыя N_{O_2} павінна ўраўнаважваць яе момантам процілеглага напрамку. На ўсіх рысунках літарай B абазначаем пункт стрыжня 2, які супадае з восьсю ўтулкі O_2 ; $AB=l$.

Запісваем патрэбныя ўраўненні раўнавагі ўтулкі:

$$\sum M_{O_2} (\vec{F}_i) = N_C a_1 + N_D a_2 - \bar{M}_2 = 0; \quad (1)$$

$$\sum Z_i = N_D - N_C + N_{O_2}. \quad (2)$$

Далей разглядаем раўнавагу сістэмы, утворанай шатуном і ўтулкай; атрымліваем:

$$\sum M_A (\vec{F}_i) = N_{O_2} - \bar{M}_2. \quad (3)$$

З ураўненняў (2) і (3) выключаем N_{O_2} і знаходзім:

$$N_D l - N_C l + \bar{M}_2 = 0. \quad (4)$$

Рашаем сумесна ўраўненні (1) і (4). Канчаткова прыходзім да наступных формул:

$$N_C = \frac{(l + a_2)\bar{M}_2}{(a_1 + a_2)l}; \quad N_D = \frac{(l - a_1)\bar{M}_2}{(a_1 + a_2)l}.$$

Цяпер знаходзім сілы трэння ў пунктах C і D : $F_{CT} = fN_C, F_{DT} = fN_D$.

Для вызначэння моманту \bar{M}_2 запісваем умову раўнавагі для ўсяго механізма без утулкі (рыс. 4):

$$\sum M_{O_1} (\vec{F}_i) = M_1 + N_C (l - a_1 - AE) - N_D (l + a_2 - AE) - (F_{CT} + F_{DT}) O_1 E = 0. \quad (5)$$

Тут $AE = r \sin \alpha, O_1 E = r \cos \alpha$. Пасля падстаноўкі гэтых параметраў, рэакцый N_C, N_D і сіл трэння F_{CT}, F_{DT} ва ўраўненне (5) атрымаем:

$$M_1 - \sin^2 \alpha \bar{M}_2 - (2l - a_1 + a_2) fr \frac{\cos \alpha \bar{M}_2}{(a_1 + a_2)l} = 0.$$

Адсюль знаходзім

$$\bar{M}_2 = \frac{(a_1 + a_2)M_1}{[(a_1 + a_2)l \sin^2 \alpha + (2l - a_1 + a_2)fr \cos \alpha]} \quad (6)$$

дзе $l = r / \sin \alpha$

Заклучэнне. Апісаная тут методыка аналізу сілавога ўраўнавання механізма і атрыманая на яе падставе формула (6) дазваляюць выконваць аптымізацыю суадносін паміж актыўным момантам M_1 і момантам карыснага супраціўлення \bar{M}_2 па параметрах f , α , a_1 , a_2 . У прыватнасці, устаноўлена, што павелічэнне параметраў a_1 , a_2 прыводзіць да ўзрастання велічыні \bar{M}_2 .

Спіс крыніц

1. Русан, С. І. Вывучэнне раўнавагі механічных сістэм са слізгальнымі замацоўкамі на падставе прынцыпа магчымых перамяшчэнняў / С. І. Русан // Теоретическая и прикладная механика : научн.-техн. междунар. журнал. — Минск, 2010. — Вып. 25. — С. 320—329.