

TA_{Δ} – допуск замыкающего звена (мм); погрешность эталона (мм); Погрешность установки эталона (мм); погрешность измерений (мм); λ^2 – коэффициент закона распределения. При запуске программы в рабочем окне появляется исходная таблица с кнопкой вызова формы (рис. 3). При щелчке по кнопке "Расчёт" происходит вызов формы расчёта (рис. 4).

Выбор закона распределения производится из выпадающего меню. Коэффициенты относительного рассеяния (для закона равной вероятности $\lambda^2 = 1/3$, для закона Симпсона $\lambda^2 = 1/6$, для нормального закона распределения $\lambda^2 = 1/9$) занесены в таблицу в защищенные ячейки, откуда затем и происходит их считывание. В поле "Погрешность размера компенсатора" происходит автоматический расчет допуска толщины компенсатора при вводе исходных данных в поля: "Погрешность эталона"; "Погрешность установки эталона"; "Погрешность измерений".

С помощью данной программы проведены расчеты значений ступени компенсации при различных сочетаниях параметров точности компенсаторов и технологической сборочной оснастки. Результаты расчетов сведены в таблицы, которыми можно пользоваться на производстве для установления взаимосвязи между указанными параметрами точности, не применяя компьютер.

Заключение. Многочисленные расчеты числа компенсаторов для размерных цепей плунжерных насосов, червячных редукторов и других изделий, выполненные методом максимума-минимума по методике, изложенной в [4], и предлагаемым теоретико-

вероятностным методом, показали, что, рискуя 3 изделиями из 1000 (при коэффициенте риска $t_{\Delta} = 3$), можно сократить число требуемых компенсаторов, в среднем, в полтора раза. Таким образом, предлагаемая методика теоретико-вероятностного расчета компенсаторов позволяет избежать необоснованно высоких требований к точности сборочной оснастки, сократить число компенсаторов в комплекте на одно изделие и сократить себестоимость сборки. Она может быть полезна инженерам-технологам, занимающимся проектированием технологических процессов сборки машин.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Палей, М.А. Допуски и посадки: справочник в 2 ч. / М.А. Палей [и др.] – СПб.: Политехника, 2001. – Ч.2. – 608 с.
2. Проектирование технологических процессов сборки машин: учебник / Под общ. ред. А.А. Жолобова. – Мн.: Новое знание, 2005. – 410 с.
3. Технология машиностроения (специальная часть): учебник для машиностроительных специальностей вузов / А.А. Гусев, Е.Р. Ковальчук, И.М. Колесов [и др.] – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
4. Выбор технологической оснастки для достижения точности сборки методом регулирования неподвижных компенсаторов / О.А. Медведев, П.Н. Ковальчук // Вестник Брестского государственного технического университета. – Брест. – 2008. – №4(52): Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. – С. 40–44.

Материал поступил в редакцию 26.10.11

MEDVEDEV O.A., ROZHKOV Y.V. Probability theory calculation of assembly machines dimensional circuits containing thin compensators

The purpose of this paper is to present a systematic method of probabilistic calculation of the parameters of accuracy compensators and assembly tooling used to achieve precision assembly machines by regulation. Offered rational compensation scheme extended field scattering component units, depending on the mathematical and software to calculate the precision joints and assembly tooling.

УДК 531

Русан С.І., Чудакоў Д.М.

АНАЛІЗ РАЎНАВАГІ МЕХАНІЗМА СА СЛІЗГАЛЬНЫМ ЗЛУЧЭННЕМ ЗВЕННЯЎ

Агульныя заўвагі. Пытанне разглядаецца ў рамках вучэбнага курса тэарэтычнай механікі. У мадэлях аб'ектаў тэхнікі, што аналізуюцца ў вучэбным працэсе, як правіла, ігнаруюцца асобныя геаметрычныя і фізічныя параметры рэальных аб'ектаў (напрыклад, у механічнай сістэме, што паказана на рысунку 1, не ўлічваецца даўжыня звяна 3 і трэнне паміж ім і звяном 2). Пытанні, як ўлічваць гэтыя параметры і наколькі зніжаецца дакладнасць разлікаў на падставе набліжаных мадэляў, на занятках не разглядаюцца. Мэта нашага артыкула — паказаць магчымасць і выкладкі методу прымянення тэарэтычных палажэнняў падручніка да разліку мадэляў, максімальна набліжаных да рэальных аб'ектаў тэхнікі. Прыведзенае тут даследаванне можа быць карысным як для дапытлівых студэнтаў, так і для маладых спецыялістаў — інжынераў і выкладчыкаў тэарэтычнай механікі.

Пастаноўка задачы. Рычажныя механізмы са слізгальным злучэннем звянаў шырока распаўсюджаны ў тэхніцы. У працэсе работы на механізм дзейнічаюць актыўныя сілы і сілы супраціўлення. У рабочым рэжыме механізма рух звянаў стабілізуецца, і паміж названымі сіламі наступае раўнавага. У ціхходных механізмах сілы інерцыі можна ігнараваць. Тады разлік сілавых параметраў зводзіцца да рашэння задачы статыкі. У такой пастаноўцы ніжэй аналізуецца раўнавага крывашыпна-куліснага механізма, што складаецца з трох рухомых звянаў (рыс. 1): крывашыпа 1, шатуна 2 і ўтулкі (каромысла) 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 С і D. Аналіз сілавага

ўраўнаважвання механізма з несіметрычнымі параметрамі ўтулкі і ўлікам трэння ў вучэбна-метадычнай літаратуры адсутнічае.

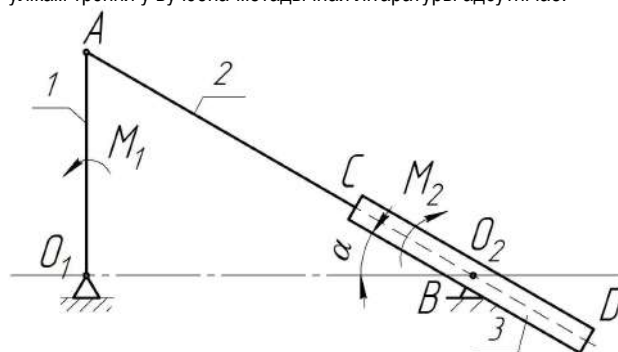


Рис. 1. Схема рычажного механизма: 1 – кривашып; 2 – шатун; 3 – муфта (каромысел)

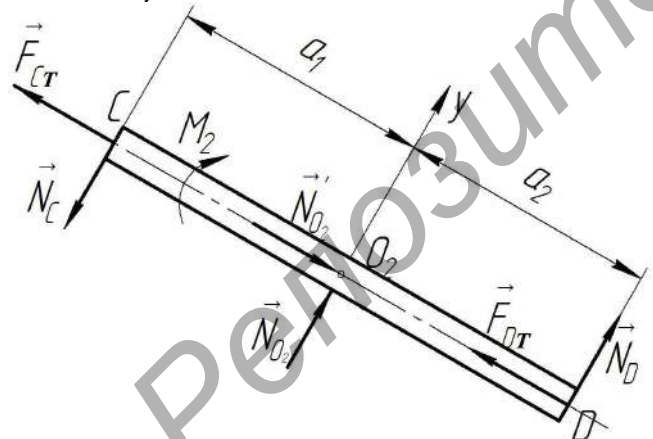
Канкрэтызуем умову. Зададзены момант M_1 актыўнай пары на крывашыпе, геаметрычныя параметры механізма $O_1A = r$, $O_2C = a_1$, $O_2D = a_2$. α і каэфіцыенты трэння слізгання f_1 , f_2 у пунктах С і D адпаведна (рыс. 2). Вызначыць абсяг (дыяпазон) змянення моманту пары M_2 , неабходнай для ўраўнаважвання актыўнай пары M_1 . Пара M_2 можа быць прыкладзена як да звяна 3, так і да звяна 2. Абодва варыянты разгледзім далей паасобку.

Яксны аналіз задачы. Задачу будзем рашаць паводле ураўненняў геаметрычнай статыкі. Іншы падыход апісаны ў артыкуле

Русан С.І., Чудакоў Д.М. Барановіцкі ўніверсітэт.

Беларусь, БарГУ, 225404, Брэстская область, г. Барановічы, ул. Войкова 21.

[1]. Применім методыку аналізу раўнавагі складаных сістэм. Пры $f_1 = f_2 = 0$ існуе толькі адно значэнне моманту пары M_2 , якое забяспечвае раўнавагу механізма (пры зададзеным M_1). Калі $f_1 \neq 0, f_2 \neq 0$ — яны ўтвараюць абсяг змянення моманту M_2 . Для яго вызначэння неабходна знайсці M_{2min} і M_{2max} . Тады абсяг змянення моманту M_2 будзе знаходзіцца ў межах: $M_{2min} \leq M_2 \leq M_{2max}$. Спынімся падрабязна на вызначэнні M_{2min} . 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» раўна 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 — стрыжня 1,2 і ўтулка будуць паварочвацца супраць руху стрэлкі гадзінніка. Адначасова стрыжань 2 будзе рухацца адносна ўтулкі — выцягвацца з яе; яе частак AC будзе павялічвацца. Калі $f_1 \neq 0$ і $f_2 \neq 0$, то пры памяншэнні моманту M_2 слізганне шатуна ва ўтулцы пачнецца не адразу, 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 немагчымы паворот звенняў. Пры некаторым значэнні памяншаемага моманту пары M_2 , сілы счাপлення дасягнуць свайго межавога значэння, роўнага сіле трэння слізгання $F_T = fN$. Адпаведнае значэнне моманту пары M_2 будзе найменшым — M_{2min} ; для зручнасці выкладання ўвядзем абазначэнне $M_{2min} = \bar{M}_2$. 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 (рыс. 2). Каб знайсці сілы трэння, разгледзім раўнавагу асобна ўтулкі і стрыжня 2 з ўтулкай, паказаных на рысунках 2 і 3. Напрамкі рэакцый N_C, N_D на рысунку 2 выбраны так, каб яны маглі супрадзеінічаць актыўнай пары сіл \bar{M}_2 . Іншы выбар напрамкаў рэакцый не прывядзе да памылкі; толькі яны атрымаюцца са знакам «мінус».

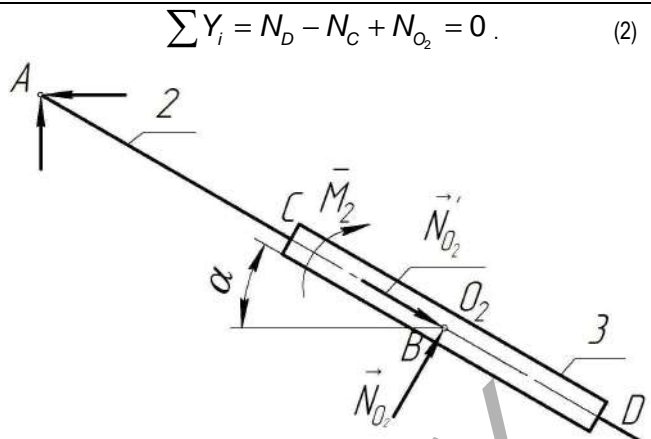


Рыс. 2. Схема нагружэння муфты сіламі ўзаемадзеяння

Тое самае можна сказаць і аб выбары напрамку вектара N_{O_2} на рысунку 3: паколькі пара \bar{M}_2 імкнецца вярцець аб'ект 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 ; абазначым $AB = l$.

Вызначэнне мінімальнага моманту M_2 . Запісваем патрэбныя ўраўненні раўнавагі ўтулкі (рыс. 2):

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



Рыс. 3. Схема нагружэння шатуна і муфты

Далей разглядаем раўнавагу часткі сістэмы, утворанай шатуном і ўтулкай (рыс. 3); атрымліваем:

$$\sum M_A(\vec{F}_i) = N_{O_2} \cdot l - \bar{M}_2 = 0. \quad (3)$$

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

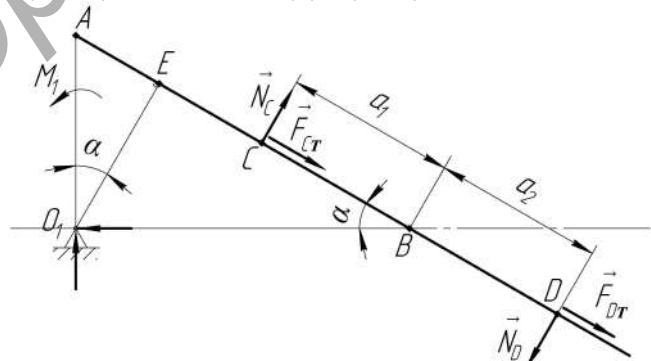
$$N_D \cdot l - N_C \cdot l + \bar{M}_2 = 0. \quad (4)$$

Рашаем сумесна ўраўненні (1) і (4); знаходзім нармальныя рэакцыі:

$$N_C = (l + a_2) \cdot \bar{M}_2 / (a_1 + a_2) \cdot l;$$

$$N_D = (l - a_2) \cdot \bar{M}_2 / (a_1 + a_2) \cdot l. \quad (5)$$

Цяпер вызначаем сілы трэння ў пунктах C і D : $F_{CT} = f_1 N_C$, $F_{DT} = f_2 N_D$. Для вызначэння моманту \bar{M}_2 запісваем умову раўнавагі ўсяго механізма без ўтулкі (рыс. 4):



Рыс. 4. Схема нагружэння механізма без муфты

$$\sum M_{O_1}(\vec{F}_i) = M_1 + N_C \cdot (l - a_1 - AE) - N_D \cdot (l + a_2 - AE) - (F_{CT} + F_{DT}) \cdot O_1E = 0. \quad (6)$$

Тут $AE = r \cdot \sin \alpha$; $O_1E = r \cdot \cos \alpha$; $l = \frac{r}{\sin \alpha}$.

Падстаўляем гэтыя параметры, рэакцыі N_C, N_D і сілы трэння F_{CT}, F_{DT} ва ўраўненне (6), адкуль выражаем мінімальнае значэнне моманту:

$$\bar{M}_2 = (a_1 + a_2) \cdot M_1 / [(a_1 + a_2) \cdot \sin^2 \alpha + u(f)], \quad (7)$$

дзе $u(f) = [(r + a_2 \cdot \sin \alpha) \cdot f_1 + (r - a_1 \cdot \sin \alpha) \cdot f_2] \cdot \cos \alpha$.

Велічыня $u(f)$ у назоўніку формулы (7) вызначае ўплыў сіл трэння ў пунктах C, D на дыяпазон значэнняў велічыні карыснага моманту супраціўлення \bar{M}_2 . Пры адсутнасці трэння $u(f) = 0$.

Визначенне максімальнага моманту \overline{M}_2 . Пры нагружэнні механізма момантам \overline{M}_2 залежнасці (1)–(5) застаюцца без змянення, а сілы трэння ў пунктах *C*, *D* (рыс. 4) змяняюць свой напрамак на процілеглы. Запісанае цяпер новае ўраўненне (6) будзе адрознівацца знакам апошняга складаемага. З яго, паўтарыўшы папярэднія дзеянні, атрымаем:

$$\overline{M}_2 = (a_1 + a_2) \cdot M_1 / [(a_1 + a_2) \cdot \sin^2 \alpha - u(f)]. \quad (8)$$

Параўноўваючы максімальнае і мінімальнае значэнні моманту M_2 , заўважаем, што яны адрозніваюцца толькі знакамі функцыі $u(f)$.

Пры $u(f) = 0$ моманты \overline{M}_2 і \overline{M}_2 аднолькавы.

Визначенне дыяпазону змянення моманту M_2 , прыкладзенага да шатуна. На першы погляд, можа здавацца, што перанос моманту M_2 з ўтулкі на шатун не прывядзе да змянення яго велічыні. Аднак аналіз раўнавагі сведчыць аб адваротным. Прыводзім яго падрабязна. Найменшае і найбольшае значэнні моманту M_2 , прыкладзенага да шатуна, будзем абазначаць праз \overline{M}_2 і \overline{M}_2 адпаведна. Знойдзем спачатку \overline{M}_2 . Запісваем ўмовы раўнавагі ўсяго механізма без утулкі і асобна для ўтулкі (рыс. 5):

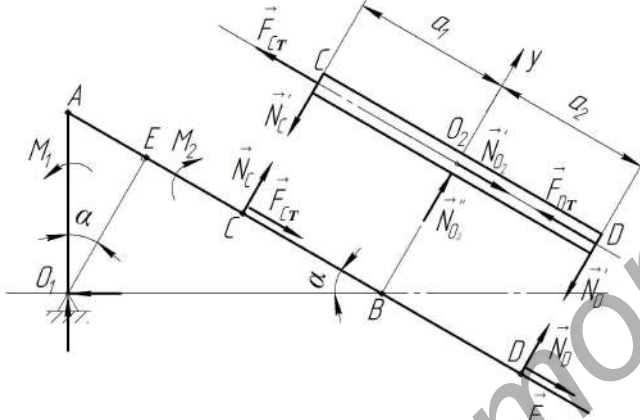


Рис. 5. Схема нагружэння звяння механізма

$$\sum M_{O_1}(\overline{F}_i) = M_1 - \overline{M}_2 + N_C \cdot CE + N_D \cdot DE - (F_{Ct} + F_{Dt}) \cdot O_1E = 0; \quad (9)$$

$$\sum Y_i = N_{O_2} - (N_C + N_D) = 0; \quad (10)$$

$$\sum M_{O_2}(\overline{F}_i) = N_C \cdot a_1 - N_D \cdot a_2 = 0. \quad (11)$$

Тут

$$CE = l - a_1 - AE = r / \sin \alpha - a_1 - r \cdot \sin \alpha = r \cdot \cos^2 \alpha / \sin \alpha - a_1;$$

$$DE = l - a_2 - AE = r \cdot \cos^2 \alpha / \sin \alpha + a_2;$$

$$O_1E = r \cdot \cos \alpha.$$

Падставім параметры CE , DE , O_1E ва ўраўненне (9) і прывядзем яго да віду:

$$M_1 - \overline{M}_2 + r \cdot \cos^2 \alpha / [\sin \alpha (N_C + N_D)] - (N_C \cdot a_1 - N_D \cdot a_2) - (f_1 \cdot N_C + f_2 \cdot N_D) \cdot r \cdot \cos \alpha = 0. \quad (12)$$

Рэакцыю N_{O_2} , што ўваходзіць у роўнасць (10), знойдзем з умовы (3): $N_{O_2} = \overline{M}_2 / l = \overline{M}_2 \cdot \sin \alpha / r$.

Тады роўнасць (10) можна запісаць у выглядзе:

$$N_C + N_D = \overline{M}_2 \cdot \sin \alpha / r. \quad (13)$$

Рашаем сумесна ўраўненні (11) і (13); знаходзім:

$$N_C = a_2 \cdot \overline{M}_2 / [(a_1 + a_2) \cdot l];$$

$$N_D = a_1 \cdot \overline{M}_2 / [(a_1 + a_2) \cdot l]. \quad (14)$$

Звернем увагу на ўраўненне (12); яно змяшчае сукупнасці складаемых, дакладна супадаючых з левымі часткамі роўнасцей (11), (13). Калі выканаць у ім эквівалентную замену адзначаных сукупнасцей і падставіць N_C , N_D паводле формул (14), то замест (12) атрымаем:

$$(a_1 + a_2) \cdot M_1 - [(a_1 + a_2) \cdot \sin^2 \alpha + (f_1 \cdot a_2 + f_2 \cdot a_1) \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha] \cdot \overline{M}_2 = 0. \quad (15)$$

Адсюль

$$\overline{M}_2 = (a_1 + a_2) \cdot M_1 / [(a_1 + a_2) \cdot \sin^2 \alpha + u'(f)]. \quad (16)$$

дзе $u'(f) = (f_1 a_2 + f_2 a_1) \sin \alpha \cdot \cos \alpha$.

Пры вызначэнні моманту \overline{M}_2 напрамкі сіл трэння на рысунку 5 неабходна змяніць на адваротныя, што прыводзіць да змянення знака ў апошнім складаемым ураўнення (12). А канчатковая формула для моманту \overline{M}_2 будзе адрознівацца ад формулы (16) знакам функцыі $u'(f)$:

$$\overline{M}_2 = (a_1 + a_2) \cdot M_1 / [(a_1 + a_2) \cdot \sin^2 \alpha - u'(f)]. \quad (17)$$

Аналіз дыяпазонаў раўнавагі ў прыватным выпадку. Як адзначалася, пры адсутнасці трэння функцыі $u(f)$ і $u'(f)$ роўныя нулю і моманты M_2 , незалежна ад месца іх прыкладання, вызначаюцца па формуле:

$$M_2 = M_1 / \sin^2 \alpha. \quad (18)$$

Разгледзім раўнавагу механізма з сіметрычнай утулкай і аднолькавымі каэфіцыентамі трэння ў пунктах *C* і *D*. Для яго $a_1 = a_2 = a$, $f_1 = f_2 = f$, $u(f) = 2rf \cos \alpha$, $u'(f) = 2af \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha$. Па формулах (7), (8) і (16), (17) для такога механізма атрымліваем:

$$\overline{M}_2(\overline{M}_2) = M_1 / [\sin^2 \alpha \pm (r/a) \cdot f \cdot \cos \alpha]; \quad (19)$$

$$\overline{M}_2(\overline{M}_2) = M_1 / (\sin^2 \alpha \pm f \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha). \quad (20)$$

Знакі «-» у формулах (19), (20) адпавядаюць найбольшым момантам $\overline{M}_2, \overline{M}_2$.

З апошніх формул відаць, што дыяпазон змянення моманту M_2 залежыць ад лінейных геаметрычных параметраў звяння толькі ў выпадку, калі момант прыкладзены да ўтулкі — у формулу (19) уваходзяць суадносіны r/a . У абодвух выпадках на вынік упывае ўзаемае размяшчэнне яго звянняў, характарызуемае вуглом α .

Для параўнання дыяпазонаў новых функцыі трэння ў формулах (19), (20) прадставім у выглядзе: $u(f) = (r/a) \cdot (f \cos \alpha)$, $u'(f) = \sin \alpha \cdot (f \cos \alpha)$. Як бачым, яны адрозніваюцца множнікамі r/a і $\sin \alpha$. Паколькі $r/a > \sin \alpha$ то $u(f) > u'(f)$. Пры такіх суадносінах функцыі трэння па формулах (19), (20)

атрымаем: $\overline{M}_2 < \overline{M}_2$, $\overline{M}_2 > \overline{M}_2$. Гэта азначае, што абсяг змянення моманту M_2 , прыкладзенага да шатуна, вузейшы, чым момант M_2 , які дзейнічае на ўтулку. Каб атрымаць уяву, як залежыць дыяпазон змянення моманту M_2 ад каэфіцыента трэння, зададзім лікавыя значэнні: $\alpha = 30^\circ$; $r/a = 3$; $f = 0; 0,05; 0,1; 0,2; 0,3$. Суадносіны момантаў знаходзім з формулы (19), (20). Вынікі зводзім у табліцу.

Аналізуючы яе, перш за ўсё звернем увагу на адмоўныя значэнні моманту \overline{M}_2 , якія не маюць механічнага сэнсу. Супярэчнасць узнікае па наступнай прычыне. Пры вылічэнні найбольшых момантаў \overline{M}_2 і \overline{M}_2 назойнікі формул (19), (20) тэарэтычна пры пэўных

параметрах системы могут приближаться к нулю, а сами моменты неабмежована ўзрастаюць; пры выпадковых параметрах (як у прыведзеным прыкладзе) яны могуць прымаць адмоўныя значэнні.

Неабмежаванае ўзрастанне момантаў \bar{M}_2 , \bar{M}'_2 становіцца відавочным, калі звярнуць увагу на формулы (5), (14). Пры ўзрастанні моманту M_2 , M'_2 узрастае ціск N_C , N_D , а разам з тым і сілы скачвання ў пунктах C , D . Па гэтай прычыне моманты M_2 , M'_2 не могуць дасягнуць сваіх найбольшых значэнняў \bar{M}_2 , \bar{M}'_2 , неабходных для пераадолення сіл скачвання. Наступае так званая заклінванне механізма. Найменшыя моманты \bar{M}_2 , \bar{M}'_2 , як відаць з табліцы, пры ўзрастанні каэфіцыента трэння памяншаюцца. Наяўнасць трэння істотна ўплывае на іх значэнні.

Высновы. Прыведзены аналіз атрыманых формул дазваляе ўдакладніць першапачатковае прадстаўленне: абсяг значэнняў моманту M_2 абмежаваны толькі з аднаго боку інтэрвалу — па мінімуму. Улік трэння ў разліковых мадэлях істотна павышае

дакладнасць разлікаў. Перанос момантаў M_2 з каромысла на шатун прыняцыва мяняе разліковую мадэль. Больш рацыянальна ўраўнаважанне механізма праз шатун.

Таблица 1

№ п/п	f	\bar{M}_2 / M_1	\bar{M}'_2 / M_1	\bar{M}_2 / M_1	\bar{M}'_2 / M_1
1	0	4	4	4	4
2	0,05	2,6323	8,3264	3,6812	4,3802
3	0,1	1,9616	-102,0408	3,4095	4,8379
4	0,2	1,2993	-3,7092	2,9709	6,1199
5	0,3	0,9714	-1,8889	2,6323	8,3264

СПІС ВЫКАРЫСТАНЫХ 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. — Мінск, 2010. — Вып. 25. — С. 320—329.

Материал поступил в редакцию 19.10.11

RUSAN S.I., CHUDAKOV D.M. The analysis balance the mechanism with sliding connections links

This article describes a technique of applying the equations of the geometric static to the analysis equilibrium of the refined model of the mechanism with a sliding links' connection.

УДК 621.91-529:62-19

Григорьев В.Ф., Горбунов В.П., Архутик С.В.

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ РАСЧЕТОВ

Введение. Неуклонный рост объемов производства прецизионных изделий современного машиностроения делает актуальной проблему стабилизации тепловых деформаций при механической обработке. Тепловые деформации узлов станка приводят к отклонению размеров, формы и расположения обрабатываемых поверхностей. При работе станка происходит неравномерный нагрев его механизмов и деталей, вызывающий изменение их размеров, формы и относительного положения в пространстве, что приводит к изменению положения оси шпинделя относительно стола или направляющих, отклонению от прямолинейности перемещения подвижных органов станка. Шпиндельный узел (ШУ), являясь конечным звеном привода главного движения и частью несущей системы станка, оказывает самое существенное влияние на точность, надежность и производительность всего станка. Доля тепловых погрешностей ШУ может составлять, по различным оценкам, 40–70% от общей погрешности обработки. Тенденция повышения верхнего предела частот вращения шпинделей делает их важным источником тепловыделения и погрешности обработки деталей. Поэтому в процессе конструирования шпиндельных узлов современных высокоточных станков возникает необходимость предварительной оценки температурной устойчивости возможных вариантов конструкций.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является разработка методики оценки температурных полей и температурных деформаций шпиндельных узлов, а также ее апробация на примере ШУ консольно-фрезерного станка 6Т80Ш.

Базой для разработки методики выбран модуль теплового анализа COSMOSWorks [1], предназначенный для решения задач теплопроводности и теплопередачи.

При осуществлении тепловых расчетов определяются тепловые потоки в объеме изделия, а также температурные поля и интересующие нас температурные деформации. В COSMOSWorks возможны две постановки задачи теплового анализа.

В установленном режиме рассчитываются температурные поля и тепловые потоки в предположении бесконечно-длительного периода времени, прошедшего после приложения тепловых нагрузок. При этом температура тела не изменяется с течением времени, и в каждую единицу времени элементарный объем тела отдаёт в окружающую среду столько же энергии, сколько получает извне или от внутренних источников тепла.

При нестационарном тепловом процессе расчёт температурных полей осуществляется в функции времени. В анализируемой физической системе происходит изменение распределения температурных полей с течением времени, и в результате расчёта получаем поля температур в каждый момент времени некоторого заранее определенного пользователем временного интервала.

Тепловой анализ осуществляется в несколько этапов. Последовательность действий по подготовке задачи и выполнению теплового расчёта конструкции во многом схожа с алгоритмом работы с другими расчётными модулями SolidWorks.

1. Создание задачи.

Задача – особый объект системы, объединяющий в себе данные и элементы, необходимые для выполнения расчёта модели. Задача содержит необходимые настройки параметров расчёта, а также информацию об используемых объектах (твёрдых телах и/или оболочках), на основе которых строится конечно-элементная модель, о нагрузках, ограничениях и конечно-элементной сетке.

При создании задачи указывается её тип – «Тепловой анализ». Так же как и в других видах расчёта, необходимо построение конечно-элементной сетки, аппроксимирующей геометрию конструкции.

2. Наложение граничных условий. В тепловом анализе роль граничных условий выполняют прикладываемые к модели граничные и начальные температуры, источники тепловой мощности, тепловые потоки, а также условия теплообмена модели с окружающей средой – конвекция и излучение.

Григорьев Владимир Федорович, к.т.н., доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.
Архутик Сергей Викторович, магистрант кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.
Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.