

УДК 621.9.06-529-8

ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАТИСКНОГО ПАТРОНУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

© О. В. Литвин, к.т.н., доцент, В. Г. Кушик, к.т.н., доцент,
НТУУ «КПІ», Київ, Україна

В статье рассмотрена задача определения силовых характеристик зажимного токарного патрона и нахождение распределенных нагрузок в его элементах. Определены величины перемещений отдельных точек конструкции патрона, как при статическом характере внешней нагрузки, так и в условиях действия переменных нагрузок.

In articles consider a problem of definition power characteristic of tightening turning to a cartridge and a finding of the distributed loadings in its elements. It is defined sizes of movings of separate points of a design to a cartridge, both at static character of external loading, and in the conditions of action of replaceable loadings.

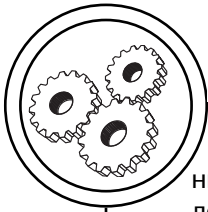
Постановка проблеми

При розробці сучасних вітчизняних конкурентоспроможних верстатів які б знайшли попит на зарубіжних ринках, на перший план виходить їх точність та надійність. Конструкції сучасних металорізальних верстатів мають велику кількість деталей, що взаємодіють між собою в процесі експлуатації. Виготовлення деталей та складання вузлів верстата вимагає високої точності взаємного розташування. Проте існує ряд вузлів верстата, де необхідною умовою робоспроможності є наявність зазорів між деталями (затискні механізми і патрони, рухомі столи та супорти верстатів, рухомі гільзи, обертові деталі, в т.ч. шпинделі) і тому неможливо повністю позбавитись неточного випадкового спряження деталей. Зміни температури, наявність вібрацій, по-

трапляння бруду та частинок спряцювання контактних поверхонь, відсутність або наявність мастила на взаємно рухомих поверхнях, зміна характеру та величини навантаження — все це випадко впливає на характер взаємного контакту деталей. Випадкові зміни умов спряження деталей є одним з головних факторів, які визначають параметри точності технологічних машин, в т.ч. поліграфічних.

Аналіз попередніх досліджень

Дослідженнями, розробками та випробуваннями конструкцій затискних механізмів і їх приводів та затискних патронів для закріплення і обробки нежорстких деталей займались ряд дослідників, в тому числі наукова школа Кузнецова Ю. М. [1] та інші [3]. Дослідженнями встановлено, що всі затискні патро-



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

ни для закріплення таких деталей виготовляються з затискними елементами, виготовленими точно по діаметру затиску, всі затискні патрони мають системи розподілу зусиль між кулачками і вимагають нетрадиційного підходу при проектуванні. При розробці будь-якої конструкції механізму верстата, в т.ч. затискного патрону, перед розробником стоїть задача знаходження розподілених навантажень у її елементах. Крім того, необхідно знати також величини переміщень окремих точок проектованої конструкції, як при статичному характері зовнішнього навантаження, так і в умовах дії змінних навантажень.

Мета роботи

Метою роботи є визначення пружно-деформованого стану затискного патрону, для чого треба визначити силові фактори в елементах патрону. Об'єктом дослідження у даній роботі є шестикулачковий самоцентруючий затискний патрон [2], що широ-

ко використовується в верстатах ВАТ «Веркон» (м. Київ), і його елементи, в т.ч. затискний кулачок.

Результати проведених досліджень

При вирішенні силової задачі необхідно виразити силу у приводі патрону W через силу затиску заготовки Q . Сила затиску деталі Q залежить від найбільшої величини складової сили різання P_z . (рис. 1) Тому задачу визначення силових факторів в елементах патрону розділимо на три етапи, у кожному з яких розглянемо рівновагу елементів, що приймають участь у роботі патрона.

Перший елемент — це заготовка та її силові фактори, що впливають на її рівновагу. Складемо рівняння умови рівноваги заготовки під дією моменту від складової P_z сили різання та моменту від сил тертя F_{TP} на поверхні кулачків з допомогою схеми при дії одного кулачка, зображеного на рис. 2.

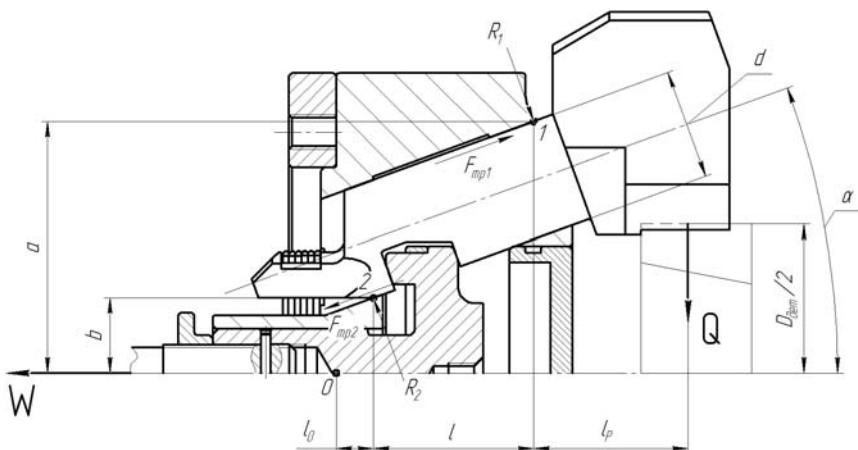
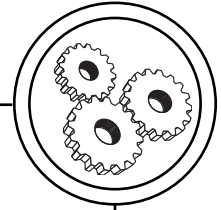


Рис. 1. Розрахункова схема патрона

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



$$\sum M_0 = -(-P_z) \cdot \frac{D_{отв.}}{2} -$$

$$-F_{тр.} \cdot \frac{D_{дет.}}{2} = 0,$$

де складова сили різання та сила тертя відповідно:

$$P_z = C_{Pz} \cdot h^{X_{Pz}} \cdot S^{Y_{Pz}} \cdot V^{N_{Pz}} \cdot K_{Pz};$$

$$F_{тр} = Q \cdot f.$$

Підставимо значення у рівняння рівноваги:

$$Q \cdot f \cdot \frac{D_{дет.}}{2} = P_z \cdot \frac{D_{отв.}}{2};$$

$$Q = \frac{P_z \cdot D_{отв.}}{f \cdot D_{дет.}};$$

Звідки необхідне зусилля за- тиску на одному кулачку:

$$Q = \frac{C_{Pz} \cdot h^{X_{Pz}} \cdot S^{Y_{Pz}} \cdot V^{N_{Pz}} \cdot K_{Pz} \cdot D_{отв.}}{f \cdot D_{дет.}};$$

Другий елемент — затискний кулачок патрона. Схема рівноваги кулачка представлена на рис. 3. Для початку визначимо залежність сили переміщення від приводу кулачка S від сили зати- ску заготовки Q.

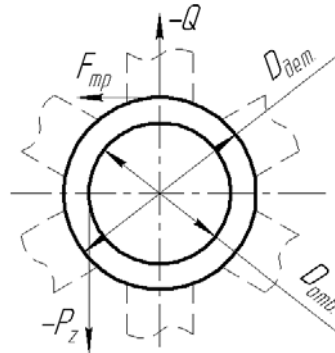


Рис. 2. Схема рівноваги закріпленої деталі

Оскільки в розрахунковій схемі три невідомі величини R_1 , R_2 та S — складемо три рівняння для того, щоб знайти ці невідомі: $\sum M_2 = 0$, рівняння моментів відносно точки 2 для знаходження реакції R_1 ; $\sum M_1 = 0$, рівняння моментів відносно точки 1 для знаходження реакції R_2 ; $\sum M_0 = 0$, загальне рівняння моментів відносно точки 0 (нуля патрона) для знаходження складової S сили, що прикладена на один затискний кулачок.

Об'єднавши ці рівняння у систему, знайдемо необхідну залежність S від Q:

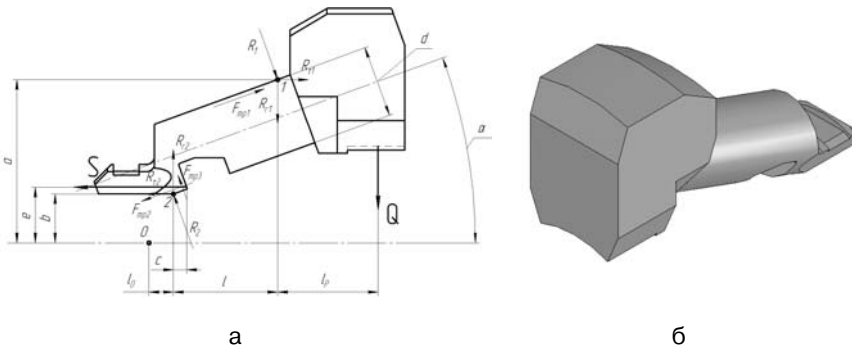
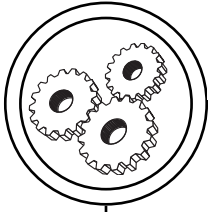


Рис. 3. Схема рівноваги кулачка (а) і його 3-D модель (б)



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ \sum M_1 = 0 \\ \sum M_0 = 0 \end{cases}$$

Визначимо сили тертя та розкладемо реакції в опорах на складові:

$$\begin{aligned} F_{\text{Тр}1} &= R_1 \cdot f; \\ F_{\text{Тр}2} &= R_2 \cdot f; \\ F_{\text{Тр}3} &= S \cdot f \cdot \sin(90 - \alpha) = \\ &= S \cdot f \cdot \cos \alpha; \\ R_{r1} &= R_1 \cdot \cos \alpha; \\ R_{\tau 1} &= R_1 \cdot \sin \alpha; \\ R_{r2} &= R_2 \cdot \cos \alpha; \\ R_{\tau 2} &= R_2 \cdot \sin \alpha. \end{aligned}$$

Із вище наведених рівнянь знайдемо реакцію R_1 .

$$\begin{aligned} \sum M_2 &= -Q \cdot (1 + 1_p) + S \cdot (e - b) + \\ &+ F_{\text{Тр}3} \cdot c \cdot \cos \alpha - R_{r1} \cdot 1 - R_{\tau 1} \cdot (a - b) - \\ &- F_{\text{Тр}1} \cdot d = 0; \\ -Q \cdot (1 + 1_p) + S \cdot (e - b) + S \cdot f \cdot c \cdot \\ &\cdot \cos^2 \alpha - R_1 \cdot 1 \cdot \cos \alpha - R_1 \cdot (a - b) \cdot \\ &\cdot \sin \alpha - R_1 \cdot f \cdot d = 0; \\ R_1 \cdot (1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d) &= \\ &= S \cdot ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot (1 + \\ &+ 1_p); \end{aligned}$$

$$R_1 = \frac{S \cdot ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot (1 + 1_p)}{1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d}.$$

Знайдемо реакцію R_2 .

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= -Q \cdot 1_p - S \cdot (a - e) - F_{\text{Тр}3} \cdot \\ &\cdot 1 \cdot \cos \alpha - R_{r2} \cdot 1 - R_{\tau 2} \cdot (a - b) - F_{\text{Тр}2} \cdot \\ &\cdot d = 0; \\ -Q \cdot 1_p - S \cdot (a - e) - S \cdot f \cdot 1 \cdot \cos^2 \alpha - \\ &- R_2 \cdot 1 \cdot \cos \alpha - R_2 \cdot (a - b) \cdot \sin \alpha - R_2 \cdot \\ &\cdot f \cdot d = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2 \cdot (1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d) &= \\ &= S \cdot ((a - e) + f \cdot 1 \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot 1_p; \end{aligned}$$

$$R_2 = \frac{S \cdot ((a - e) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot 1_p}{1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d}.$$

Виразимо силу S через значення сили Q .

$$\begin{aligned} \sum M_0 &= -Q \cdot (1_0 + 1 + 1_p) - R_{r1} \cdot (1 + \\ &+ 1_0) - R_{\tau 1} \cdot a - F_{\text{Тр}1} \cdot (d \cdot \cos \alpha + b) - \\ &- S \cdot e + F_{\text{Тр}3} \cdot (1 + c) \cdot \cos \alpha + R_{r2} \cdot 1_0 + \\ &+ R_{\tau 2} \cdot b + F_{\text{Тр}2} \cdot b \cdot \cos \alpha = 0; \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} -Q \cdot (1_0 + 1 + 1_p) - R_1 \cdot (1 + 1_0) \cdot \\ \cdot \cos \alpha - R_1 \cdot a \cdot \sin \alpha - R_1 \cdot f \cdot (d \cdot \cos \alpha + \\ + b) - S \cdot e + S \cdot f \cdot (1 + c) \cdot \cos^2 \alpha + R_2 \cdot \\ \cdot 1_0 \cdot \cos \alpha + R_2 \cdot b \cdot \sin \alpha + R_2 \cdot f \cdot b \cdot \\ \cdot \cos \alpha = 0; \end{aligned}$$

Таким чином

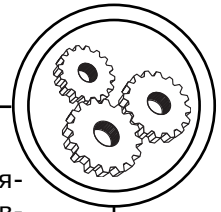
$$\begin{aligned} -Q \cdot (1_0 + 1 + 1_p) - R_1 \cdot (1 + 1_0) \cdot \\ \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha + f \cdot (d \cdot \cos \alpha + b)) - S \cdot \\ \cdot (e + f \cdot (1 + c) \cdot \cos^2 \alpha) + R_2 \cdot (1_0 \cdot \cos \alpha + \\ + b \cdot \sin \alpha + f \cdot b \cdot \cos \alpha) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -Q \cdot (1_0 + 1 + 1_p) - \\ \frac{S \cdot ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot (1 + 1_p)}{1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d} \cdot \\ \cdot ((1 + 1_0) \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha + f \cdot (b + d \cdot \cos \alpha)) - \\ - S \cdot (e + f \cdot (1 + c) \cdot \cos^2 \alpha) + \\ + \frac{S \cdot ((a - e) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) - Q \cdot 1_p}{1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d} \cdot \\ \cdot (1_0 \cdot \cos \alpha + b \cdot \sin \alpha + f \cdot b \cdot \cos \alpha) = 0; \end{aligned}$$

Введемо заміни:

$$\begin{aligned} k_1 &= 1 \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d; \\ k_2 &= (1 + 1_0) \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha + f \cdot (b + \\ &+ d \cdot \cos \alpha); \\ k_3 &= (1_0 \cdot \cos \alpha + b \cdot \sin \alpha + f \cdot b \cdot \cos \alpha). \end{aligned}$$

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



Звідки

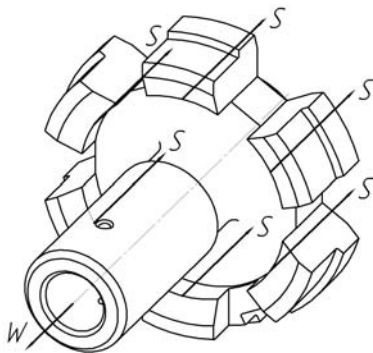
$$S = Q \cdot \frac{(l_0 + 1 + l_p) \cdot k_1 - (l + l_p) \cdot k_2 + l_p \cdot k_3}{(e + f \cdot (l + c) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_1 - (a - e + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_3 - ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_2};$$

Якщо підставити значення зусилля затиску Q в вищенаведену формулу, то отримаємо:

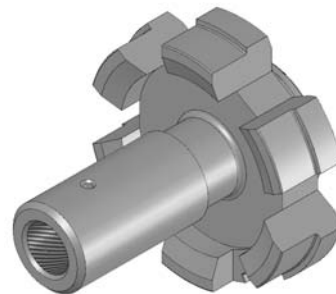
$$S = \frac{P_z \cdot D_{отв.}}{f \cdot D_{дет.}} \cdot \frac{(l_0 + 1 + l_p) \cdot k_1 - (l + l_p) \cdot k_2 + l_p \cdot k_3}{(e + f \cdot (l + c) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_1 - (a - e + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_3 - ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_2};$$

або

$$S = C_{pz} \cdot h^{X_{pz}} \cdot S^{Y_{pz}} \cdot V^{n_{pz}} \cdot K_{pz} \cdot \frac{D_{отв.}}{f \cdot D_{дет.}} \cdot \frac{(l_0 + 1 + l_p) \cdot k_1 - (l + l_p) \cdot k_2 + l_p \cdot k_3}{(e + f \cdot (l + c) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_1 - (a - e + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_3 - ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_2};$$



а



б

Рис. 4. Схема рівноваги тяги патрона (а) і її 3-D модель (б)

Третій елемент патрону — тяга приводу патрона. Схема рівноваги тяги під дією прикладених сил представлена на рис. 4.

Визначимо силу на приводі патрона W . Спроекуємо усі сили на вісь X (вісь тяги):

$$\Sigma X_i = 6 \cdot S - W = 0.$$

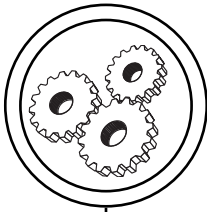
З цього рівняння виразимо W з урахуванням ККД у парі тертя:

$$W = 6 \cdot S \cdot \eta;$$

Підставимо знайдене раніше значення сили S :

$$W = 6 \cdot \frac{C_{pz} \cdot h^{X_{pz}} \cdot S^{Y_{pz}} \cdot V^{n_{pz}} \cdot K_{pz} \cdot \eta \cdot D_{отв.}}{f \cdot D_{дет.}} \cdot \frac{(l_0 + 1 + l_p) \cdot k_1 - (l + l_p) \cdot k_2 + l_p \cdot k_3}{(e + f \cdot (l + c) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_1 - (a - e + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_3 - ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_2};$$

З допомогою мови програмування Borland Delphi розроблена програма, з допомогою якої проведений розрахунок тягового зусилля по розрахунковій схемі, що представлена на рис. 5. Відповідно, використовуючи вихідні данні, наведені на рис. 5



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

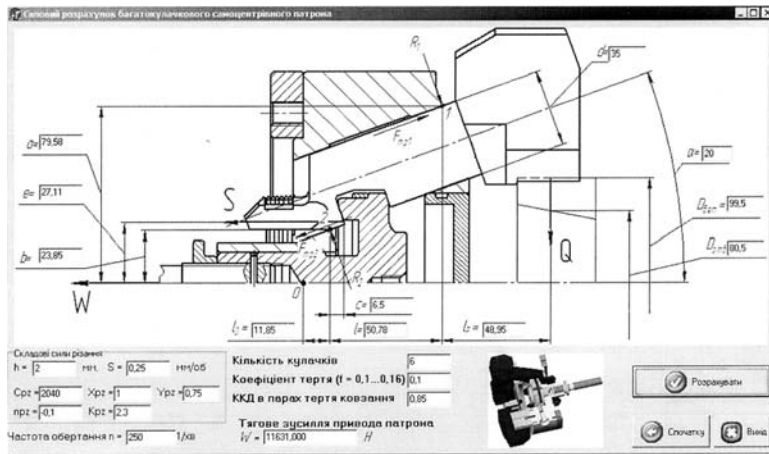


Рис. 5. Інтерфейс програми для розрахунку зусилля затиску

отримано значення тягового зусилля $H = 11,631$ кН.

За допомогою підпрограми COSMOSWorks пакету програм SolidWorks 2007 були розраховані елементи шпindelного вузла, а також отримані розраховані (теоретичні) профілі кулачків. У загальному випадку переміщення зони контакту кулачків одиничної довжини у напрямку лінії дії питомого нормального навантаження q_n можна представити у вигляді суми двох складових:

$$\delta = \delta_V + \delta_H,$$

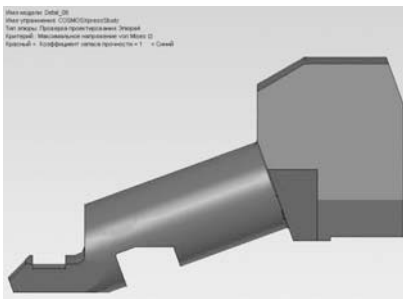


Рис. 6. Загальний вигляд 3D моделі кулачка

де δ_V — об'ємна деформація кулачка у точці прикладення сил; δ_H — контактна деформація (зміщення центрів кривизни кулачка).

Програмне навантаження q_n визначимо з виразу:

$$q_n = \frac{T}{b_1 \cdot a_1},$$

де T — момент, прикладений до кулачка, b_1 — ширина перерізу кулачка у зоні контакту, a_1 — товщина перерізу у зоні контакту.

З метою порівняльної оцінки визначення переміщення точки контакту у результаті об'ємної деформації кулачка проводимо двома методами — аналітичним та методом кінцевих елементів. Аналітичний метод оснований на теоремі Кастільяно. Як показав аналіз, вплив зміни профілю (у результаті зносу кулачка) на жорсткість кулачка можна знехтувати, тому був використаний відомий прийом моделювання.

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

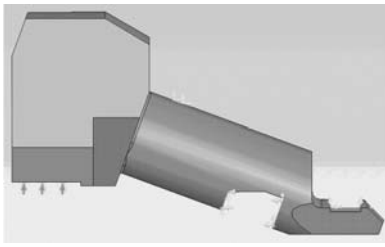
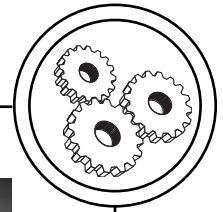


Рис. 7. Розрахункова модель кулачка

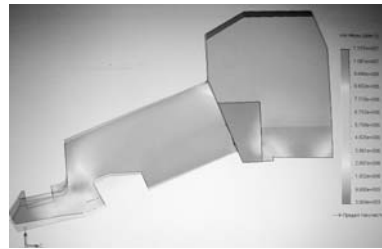


Рис. 8. Переміщення кулачка при прикладенні сили (затиску заготовки)

Поперечний переріз моделі кулачка представляє собою еліпс, визначену у системі координат XO_Y відповідно розмірам (рис. 6).

у зв'язку з активним впровадженням в інженерну практику високопродуктивної обчислювальної техніки, найбільш ефективним наближеним методом вирішення прикладних задач механіки є метод кінцевих елементів (МКЕ). Ключова ідея МКЕ полягає у наступному: суцільне середовище (конструкція в цілому) замінюється дискретним шляхом розбиття її на області (кінцеві елементи), у кожному з яких поведінка середовища описується за допомогою окремого набору функцій, що представляють собою напруження та переміщення у вказаній області. Кінцеві елементи з'єднуються вузлами. Взаємодія кінцевих елементів один з одним здійснюється тільки через вузли. Елементи розміщені певним чином в залежності від конструкції об'єкта та закріплені у відповідності з граничними умовами. Кінцеві елементи дозволяють адекватно описати конструкції та деталі. Метод кінцевих еле-

ментів відноситься до варіаційних методів теорії пружності та дозволяє оцінити напружено-деформаційний стан плоских та об'ємних елементів конструкції.

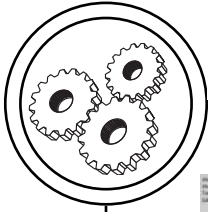
Для моделювання деформаційного стану кулачка у даній роботі були використані модулі пакету SolidWorks: COSMOSWorks та COSMOSMotion. Профіль кулачка будувався з допомогою програми КОМПАС 3D V7 Plus.

Для досягнення поставленої цілі вирішені наступні задачі: 1) з допомогою пакета програми SolidWorks 2007 побудована тривимірна модель затискного кулачка (рис. 6), 2) з допомогою програми COSMOSWorks виконаний розрахунок навантажень, що діють на кулачок під час затискування заготовки, 3) розроблена розрахункова модель кулачка (рис. 7).

Характер об'ємної деформації кулачка, отриманий при застосуванні метода кінцевих елементів, представлений на рис. 8.

По результатам розрахунку були побудовані епюри (рис. 10).

Еюра (рис. 9, а) показує, що максимальне переміщення елементів кулачка складає 0,0103067



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

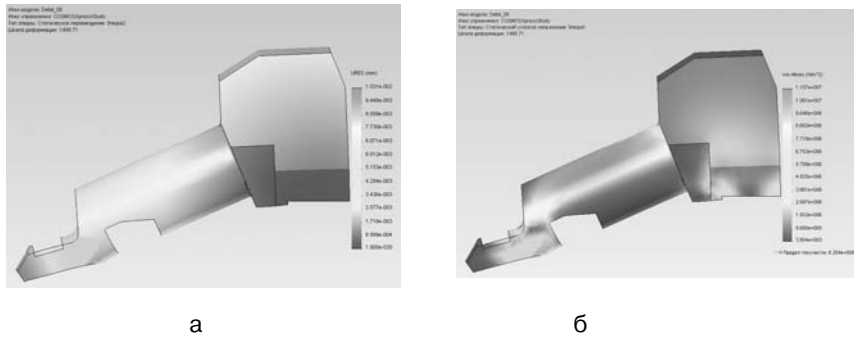


Рис. 9. Епюри деформацій (а), головних напружень (б)

мм. Епюри розподілення головних напружень показує, що максимальне напруження не перевищує 11,57 мПа.

Висновки

Результати проведених чисельних експериментів показали, що жорсткість кулачків у процесі закріплення заготовки

змінюється не тільки від величини прикладення сили затиску, але і в результаті зміни контактної податливості, які в свою чергу, обумовлені зміною радіуса закріплюваної заготовки, що веде до зміни плям контакту, ще необхідно враховувати фактори обробки деталей машин в т.ч. поліграфічних.

1. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник /Ю. Н. Кузнецов, А. А. Вачев, С. П. Сяров, А. Й. Цървенков. — К.: «Техника», София, Гос. изд. «Техника», 1988. — 222 с. 2. Многокулачковый самоцентрирующий патрон. Запорожець В. К., Литвин А. В. Авторское свидетельство СССР № 1321531, МКИ В 23В 31/04. — Оpubл. Б. И. № 25, 1987. 3. В. М. Дрозденко, В. Е. Перфілов, П. О. Піддубний, В. О. Ципоренко, В. Б. Струтинський, О. В. Литвин, В. М. Гейчук, О. М. Кравець. Науково-технічні проблеми верстатобудування та їх вирішення при розробці нової гами металорізальних верстатів Київського верстатобудівного концерну // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. — 2008. — Вип. № 54. — С. 220—238.

Рецензент — П. О. Киричок, д.т.н.,
професор, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 18.12.08