

УДК 539.3:621.226

**О.Ф. Дащенко**, д-р техн. наук., проф.,  
Одес. нац. політехн. ун-т,  
**В.Д. Ковальов**, д-р техн. наук., проф.,  
Донбас. держ. машинобуд. акад., м. Краматорськ,  
**О.М. Лимаренко**, канд. техн. наук, доц.  
Одес. нац. політехн. ун-т

## РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТАНИНИ ПОТУЖНОГО ГІДРОПРЕСА

*О.Ф. Дащенко, В.Д. Ковальов, О.М. Лимаренко.* **Розрахунок напружено-деформованого стану станини гідропреса.** Розглядається розрахунок базових деталей пресів високого тиску на основі експериментальних досліджень та методу скінченних елементів. Запропоновані методики статичних розрахунків і експериментальних досліджень дозволяють на стадії проектування деталей несучої системи пресів давати рекомендації щодо оптимізації їх конструкції і зменшення металоємності цих виробів серійного виробництва на заводах України.

*Ключові слова:* базові деталі, станина, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, ANSYS, натурний експеримент.

*А.Ф. Дащенко, В.Д. Ковалев, А.М. Лимаренко.* **Расчет напряженно-деформированного состояния станины гидропресса.** Рассматривается расчет базовых деталей прессов высокого давления на основе экспериментальных исследований и метода конечных элементов. Предложенные методики статических расчетов и экспериментальных исследований позволяют на стадии проектирования деталей несущей системы прессов давать рекомендации относительно оптимизации их конструкции и уменьшению металлоемкости этих изделий серийного производства, на заводах Украины.

*Ключевые слова:* базовые детали, станина, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, ANSYS, натурный эксперимент.

*A.F. Dashchenko, V.D. Kovalev, A.M. Limarenko.* **Calculation of the stress-strain state of the hydraulic press bed.** The calculation of basic members of high-pressure presses is considered on the basis of experimental research and the finite element method. The offered techniques of static calculations and experimental research allow, at the stage of designing the load-carrying system parts of presses, to give recommendation in relation to optimization of their design and diminishing metal consumption of these mass-produced items at the plants of Ukraine.

*Keywords:* base members, bed, stress-strain state, finite element method, ANSYS, natural experiment.

Базові деталі потужних гідравлічних пресів при граничних за технологічними можливостями машинобудівних заводів габаритах і масі мають досить високі рівні питомих навантажень. Це є причиною того, що можливість створення потужного гідравлічного преса й забезпечення його надійної роботи при тривалій експлуатації у багатьох випадках визначаються можливістю забезпечення міцності та жорсткості базових деталей.

Література, присвячена питанням міцності та жорсткості машин, майже невичерпна. Розглядаються, пропонуються і обґрунтовуються різні закони розподілу навантажень, міцнісних характеристик матеріалу, величин напружень в зонах концентрації, встановлюються різні критерії граничного стану несучих елементів пресів. Питанням міцності та жорсткості пресів присвячена низка науково-технічних розробок [1]. Але чим ближче до виробництва, тим у меншій мірі використовуються науково обґрунтовані математичний апарат, терміни, категорії і кількісні показники теорії надійності машин.

Як правило, всі гідравлічні преси працюють в умовах змінного навантаження різної циклічності, яке змінюється від 0 до max. Навантаження, що передаються на станину преса в процесі пресування, ділять на центральні й ексцентричні.

Центральне навантаження відповідає симетричному навантаженню щодо осі станини.

Ексцентричне навантаження станини відбувається в результаті зсуву заготовки що пресується, в той або інший бік залежно від конфігурації пресованого виробу.

Розглянемо характерні випадки, що зустрічаються в розрахунковій практиці при виборі схем навантаження:

— Циліндр обпирається на станину (траверсу) через його фланець.

У цьому випадку рівномірно розподілене навантаження по поверхні контакту фланця циліндра зі станиною (траверсою) приводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування і прикладена в центрі ваги півкілець, що є згаданими поверхнями контакту.

— Циліндр кріпиться до станини (траверси) за допомогою гвинтів.

У цьому випадку рівномірне навантаження по колу розташування осей гвинтів приводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування і прикладена в центрі ваги півкіл.

— При передачі зусилля пресування через підштампову плиту, розташовану на станині (траверсі), зосереджене навантаження замінюється рівномірно розподіленим навантаженням, яке симетричне щодо осі преса і розташовано на двох третіх довжини підштампової плити.

— При передачі зусилля пресування інструментом, поверхня контакту якого зі станиною (траверсою) являє собою круг, діюче рівномірно розподілене навантаження по колу приводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування й прикладена в центрі ваги півкола, що є складовою частиною згаданого кола.

Складність вибору розрахункової схеми пояснюється тим, що станина являє собою складену або суцільну конструкцію, розміри якої в довжину й ширину одного порядку [1]. До того ж розміри перетинів різко змінюються. Таким чином, станину не можна вподібнити ні брусу, ні рамі, ні пластині постійного перерізу.

Станина преса є базовою деталлю, тому метод її розрахунку повинен бути таким, щоб запобігти її передчасному виходу з ладу в результаті появи втомних тріщин або залишкових деформацій.

Незважаючи на те, що накопичено значний досвід проектування станин, їх розрахунок у більшості випадків виконується приблизно. Це пов'язано зі складністю описання напружено-деформованого стану розглянутих деталей станин, обумовленою їх конструктивними особливостями.

Удосконалення методів розрахунку станин, більш точне врахування характеру роботи їх конструкцій, виявлення місць концентрації напружень дають можливість ефективніше проаналізувати їх напружено-деформований стан і запропонувати оптимальні проектні рішення.

У зв'язку з розвитком обчислювальної техніки в розрахункову практику широко впроваджуються чисельні методи. Одним з найбільш ефективних і найбільш розроблений стосовно машинобудівної практики є метод скінчених елементів (МСЕ).

Суть методу полягає в тому, що задана система (конструкція) розбивається на окремі елементи кінцевих розмірів — скінченні елементи. Ці елементи можуть бути як плоскими, так і просторовими, мати досить різноманітну геометричну форму, але обов'язково таку, яка дозволяє досліджувати напружений стан елемента, що перебуває під дією загальних зовнішніх навантажень і сил взаємодії із сусідніми елементами.

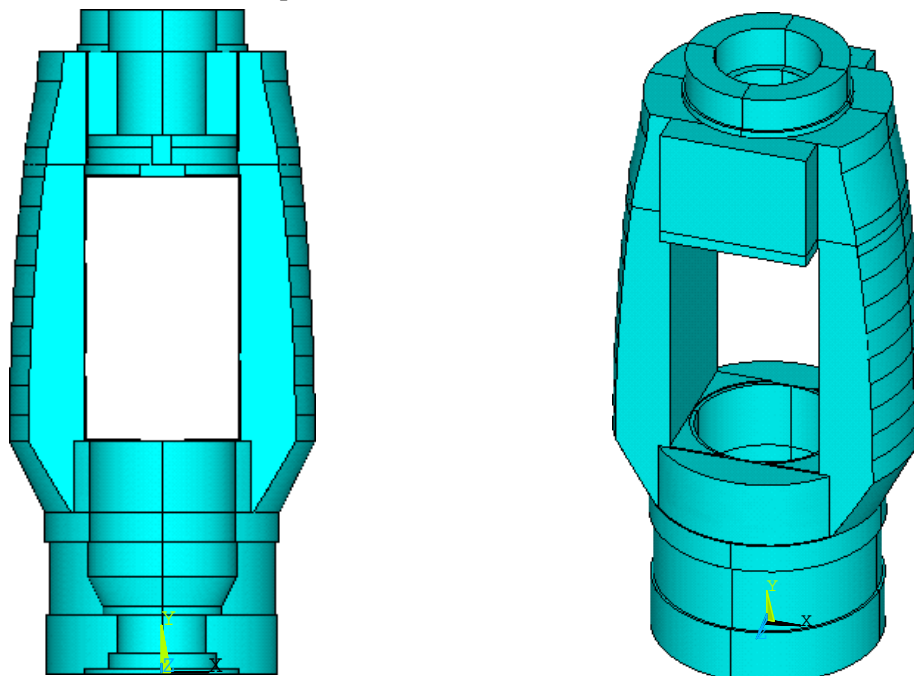
В якості інструменту чисельних досліджень використовується програмний комплекс ANSYS.

Дослідження проводились на базі гідравлічного преса моделі П7640А (рис. 1). Прес має такі габаритні розміри: ширина 1250 мм, висота 2400 мм, маса 9800 кг.



*Рис. 1. Загальний вигляд гідравлічного преса моделі П7640А*

Для розробки методики скінченно-елементного аналізу обрана станина преса. Геометрична модель станини виконана на підставі робочих креслень, що дозволило врахувати конструктивні особливості реальних елементів. Геометрична модель станини преса (рис. 2) складається з 346 точок, 5098 ліній, 1671 поверхонь та 53 об'ємів.



*Рис. 2. Геометрична модель преса П7640А*

Геометрична модель повинна відповідати типу елемента, який буде використано при скінченно-елементному моделюванні [2, 3]. В роботі не розглядаються балочні та пластинчасті елементи, оскільки вони не забезпечують відповідності моделі реальній конструкції. Для розрахунку базових деталей потужних гідропресів найбільш ефективними є об'ємні елементи, які забезпечують точне врахування геометрії базової деталі (станини). Для станини як просторового тіла, напружений стан у небезпечних точках якого є тривісним, використано тривимірні кінцеві елементи. Апроксимація моделі станини виконана об'ємним елементом SOLID 45 із бібліотеки стандартних кінцевих елементів програми ANSYS. Згенерована програмою скінченно-елементна модель станини нараховує 81297 елементів.

Станина виготовлена із сталі 35Л ГОСТ 977-88, тобто в програмі були задані такі механічні властивості: модуль повздовжньої пружності  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа; коефіцієнт Пуасона  $\mu = 0,333$ .

До станини преса (поперечка та нижня частина, де розташований циліндр) прикладалося розподілене навантаження. Інтенсивність розподіленого навантаження відповідає робочому тиску  $p = 50$  кПа. На основі аналізу закріплення реальної конструкції закріплена основа станини преса — заборона всіх переміщень вздовж осей  $X, Y, Z$ .

В результаті статичного розрахунку станини преса отримано параметри напружено-деформованого стану та їх значення (див. таблицю).

*Максимальні значення параметрів напружено-деформованого стану станини в характерних перерізах*

| Параметр                    | Значення | Розташування                           |
|-----------------------------|----------|--|
| $UX$ , мкм                  | 0,17238  | верхня траверса                        |
| $UY$ , мкм                  | 0,40189  | верхня траверса                        |
| $UZ$ , мкм                  | 0,2355   | верхня траверса                        |
| $USUM$ , мкм                | 0,4019   | верхня траверса                        |
| $\sigma_x$ , МПа            | 95,052   | циліндр                                |
| $\sigma_y$ , МПа            | 165,088  | верхня траверса                        |
| $\sigma_z$ , МПа            | 104,695  | циліндр                                |
| $\tau_{xy}$ , МПа           | 66,211   | примикання стійок до циліндра          |
| $\tau_{yz}$ , МПа           | 54,591   | примикання стійок до верхньої траверси |
| $\tau_{xz}$ , МПа           | 71,538   | циліндр                                |
| $\sigma_1$ , МПа            | 169,2    | верхня траверса                        |
| $\sigma_2$ , МПа            | 78,571   | верхня траверса                        |
| $\sigma_3$ , МПа            | -124,83  | верхня траверса                        |
| $\sigma_{\text{екв}}$ , МПа | 235,665  | верхня траверса                        |

Еквівалентні напруження в станині приведені на рис. 3.

Визначимо фактичний коефіцієнт запасу  $n$  для робочого тиску  $p = 50$  МПа (матеріал станини сталь Ст 25Л) з межею текучості  $\sigma_T = 280$  МПа.

Для верхньої траверси найбільше напруження складає  $\sigma_{\text{екв}} = 235,665$  МПа, коефіцієнт запасу

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{280}{235,665} = 1,19.$$

Для стійки найбільше напруження складає  $\sigma_{\text{екв}} = 148,029$  МПа, коефіцієнт запасу

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{280}{148,029} = 1,89.$$

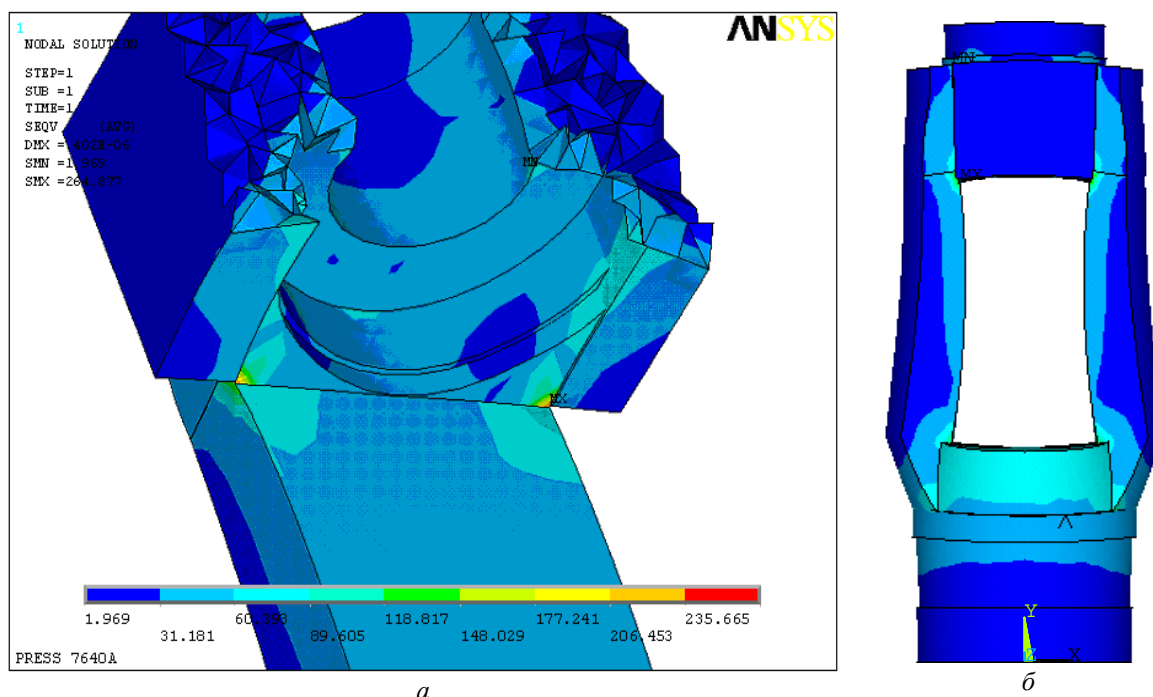


Рис. 3. Еквівалентні напруження  $\sigma_{\text{екв}}$ : концентрація напружень в місцях з'єднання ригелю і стійки (а), поля напружень в станині (б)

Для циліндра найбільше напруження складає  $\sigma_{\text{екв}} = 177,241$  МПа, коефіцієнт запасу

$$n = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{280}{177,241} = 1,58.$$

З огляду на те, що розрахунок станини методом скінченних елементів достатньо точний, а підвищені напруження локальні, можна вважати, що міцність станини преса П7640А при робочих навантаженнях забезпечена.

Відповідно до характеру напружено-деформованого стану при симетричному навантаженні досліджувалися напруження та деформації, що виникають у точках станини преса, розташованих по один бік від вертикальної осі  $ou$ . З цією метою на поверхні станини закріплено симетрично 12 тензодатчиків.

В експерименті використано одноелементні тензорезистори марки 21КПА-5. Кріплення до станини преса здійснено за допомогою клею холодного затвердіння — циакрін.

Для вимірів використаний вимірник деформацій цифровий ИДЦ-1, призначений для фіксації статичних деформацій за допомогою тензорезисторів, що включаються за напівмостовою схемою.

В ході вимірювань стискальне зусилля пресування послідовно збільшувалося від нуля до 5 МН з реєстрацією показань через кожен 1 МН. Трикратне повторення експерименту продемонструвало збіг показань приладу для кожного з наклеєних тензорезисторів.

Значення напруження в кожній точці — це середнє значення вимірюваних величин на кожному ступені навантаження. Наприклад, для перерізу станини, в якому розташований тензодатчик № 1

$$\sigma_y = \frac{1,6 + 1,2 + 1,2 + 1,2 + 1,6}{5} = 1,36 \text{ кг/см}^2 = 0,136 \text{ МПа}.$$

Для одержання величини напружень при максимально можливому для преса П7640А стискальному зусиллі в 10 МН значення  $\sigma_y$ , отримане фактично, потрібно помножити на 500. Наприклад, для тензодатчика № 1

$$\max \sigma_y = 500 \cdot \sigma_y = 500 \cdot 1,36 = 680 \text{ кг/см}^2 = 68 \text{ МПа} .$$

Аналіз отриманих експериментальних даних дозволив встановити таку закономірність: в точках, розташованих з боку позитивного напрямку поздовжньої осі (тензодатчики 7,8,9,10,11,12), напруження більше, ніж напруження в симетричних точках (тензодатчики 1,2,3,4,5,6). Це говорить про те, що мало місце ексцентричне прикладання навантаження, що привело до появи згинального моменту. Збіг теоретичних і експериментальних результатів можна оцінити як задовільний. Більш детальне експериментальне дослідження вимагає виготовлення спеціального оснащення, що забезпечує центральне навантаження, яке виключає появу згинальних моментів  $M_x$  та  $M_z$ .

При пресуванні виникає ситуація, коли зусилля пресування ексцентрично прикладається до опорних поверхонь преса. Позацентрове прикладання навантаження еквівалентне спільній дії центральноприкладеного навантаження  $P$  та моменту  $M$  (рис. 4).

$$M = P \cdot e ,$$

де  $e$  — ексцентриситет сили  $P$ .

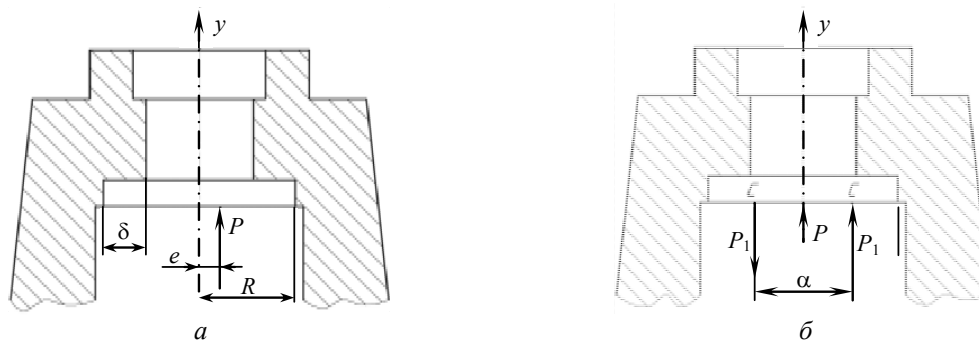


Рис. 4. Схема навантаження станини при ексцентричному прикладанні навантаження: сила прикладена з ексцентриситетом (а) центрально прикладена сила з парою (б)

Напружений стан, що викликається в станині центрально прикладеним зусиллям пресування, досліджено раніше методом скінчених елементів.

Дослідження напруженого стану станини преса, що викликається згинальним моментом, можливо тільки за допомогою МСЕ і являє собою самостійне досить складне завдання. Дійсно необхідно визначити виникаючі напруження для довільно орієнтованої площини дії моменту, а потім варіювати рішення для різних положень площини моменту й скласти з рішенням від центрально діючої сили пресування.

Припустимо, що згинальний момент  $M$  реалізується силами  $P_1$ , які являють собою рівнодіючі контактних навантажень, що передаються під штамповою плитою на половину кільцевої опорної поверхні верхньої траверси. Контактні навантаження вважатимемо рівномірно розподіленими. Кожна сила прикладена в центрі ваги з половини кільцевої опорної поверхні, положення якої визначається як

$$0,5a = 0,5\pi R(1 - \delta^2 / 12R^2) ,$$

де  $\delta$  — ширина кільцевої опорної поверхні;

$R$  — радіус середньої лінії цієї кільцевої опорної поверхні.

Оскільки  $P_1 \cdot a = P \cdot e$ , то  $P_1 = \frac{e}{a} P$ .

Сила  $P_1$ , діючи на своїй опорній поверхні півкільця, створює такий же ефект, як центрально прикладена сила  $2P_1$ .

Нехай згинальний момент  $M$  діє в площині  $xu$ , що збігається із площинами симетрії опор. Від спільної дії сили  $P$  і моменту  $M$  у правій половині станини виникають сумарні еквівалентні напруження

$$\sigma = \sigma(P) + \sigma(2P_1) = \sigma(P) \left[ 1 + \frac{2P_1}{P} \right] = \sigma(P) \left( 1 + \frac{2e}{a} \right).$$

Застосовуючи умову міцності

$$\sigma(P) \left( 1 + \frac{2e}{a} \right) \leq [\sigma],$$

до точки, де виникають найбільші напруження у верхній траверсі, одержимо граничне значення ексцентриситету

$$\max e_1 = \frac{a}{2} \left( \frac{[\sigma]}{\sigma(P)} - 1 \right).$$

Якщо ж згинальний момент  $M$  діє в площині  $zu$ , то по половині верхньої траверси, яка відсікається площиною  $xu$ , від сили  $P$  виникають наведені напруження. В перерезі стійки виникають сумарні еквівалентні напруження

$$\sigma = \sigma(P) + \sigma(M) = \sigma(P) + \frac{P \cdot e}{W_x},$$

де  $W_x$  — момент опору перерізу опори.

Із умови міцності

$$\sigma(P) + \frac{P \cdot e}{W_x} \leq [\sigma],$$

застосованої до точки стійки, де виникають найбільші напруження, одержимо граничне значення ексцентриситету

$$\max e_2 = \frac{1}{P} ([\sigma] - \sigma(P)) W_x.$$

Із значень  $\max e_1$  та  $\max e_2$  необхідно зупинитися на меншому.

Підраховано моменти опору перерізу стійки преса П7640А:

— у верхній частині  $W_x = 6,024 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,

— у середній частині  $W_x = 7,507 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,

— у нижній частині  $W_x = 8,166 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Приведемо приклад визначення граничного ексцентриситета для преса П7640А для зусилля пресування  $P = 6 \text{ МН}$ , що відповідає тиску в циліндрі  $p = 30 \text{ МПа}$ .

Допустиме напруження для сталі 25 Л при коефіцієнті запасу  $[n] = 1,4$  дорівнює

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{280}{1,4} = 200 \text{ МПа}.$$

Середній радіус опорної кільцевої поверхні  $R = \frac{1}{4}(0,5 + 0,3) = 0,2$  м, ширина опорної поверхні  $\delta = \frac{1}{2}(0,5 - 0,3) = 0,1$  м. Координата точки прикладання сили  $P_1$

$$\frac{a}{2} = \frac{2R}{\pi} \left( 1 - \frac{\delta^2}{12R^2} \right) = 0,1246 \text{ м.}$$

У найбільш напруженій точці верхньої траверси еквівалентне напруження

$$\sigma(P) = 3,6 \cdot p = 3,6 \cdot 30 = 108 \text{ МПа.}$$

Граничний ексцентриситет

$$e_1 = \frac{a}{2} \left( \frac{[\sigma]}{\sigma(P)} - 1 \right) = 0,1246 \left( \frac{200}{108} - 1 \right) = 0,106 \text{ м.}$$

Найбільші еквівалентні напруження в точках стійки, найбільш віддалених від осі  $x$ , виникають у нижньому перерізі

$$\sigma(P) = 2,92 \cdot p = 2,92 \cdot 30 = 87,6 \text{ МПа.}$$

Граничний ексцентриситет

$$e_2 = \frac{a}{2} \left( \frac{[\sigma]}{\sigma(P)} - 1 \right) = 0,1246 \left( \frac{200}{108} - 1 \right) = 0,106 \text{ м.}$$

$$e_2 = \frac{1}{P} ([\sigma] - \sigma(P)) W_x = \frac{200 - 87,6}{6} \cdot 8,166 \cdot 10^{-3} = 0,153 \text{ м.}$$

Остаточно варто прийняти  $e = 0,106$  м. Слід сказати, що в дійсності точки прикладання сил  $P_1$  — рівнодіючих додаткових сил тиску по опорній поверхні верхньої траверси — розташовані трохи далі від поздовжньої осі через нерівномірний характер розподілу сил тиску. Через це фактичні значення сил повинні бути менше припущеного значення і ефект від ексцентриситету трохи слабкіше. Тому отримані вирази для граничного ексцентриситету занижені, що йде в запас міцності.

В роботі використан програмний комплекс ANSYS, де були застосовані об'ємні кінцеві елементи. Отримані результати дають можливість оцінити раціональність досліджуваної конструкції (в нашому випадку станини преса) і змінити її форму й розміри з метою зменшення металоемності.

Аналіз напруженого стану станини преса П7640А за результатами розрахунків методом скінченних елементів на ПЕОМ виявив наступне:

— Верхня траверса деформується як кільце зі складною формою поперечного перерізу.

— Взаємодія верхньої траверси зі стійками еквівалентна дії опорних сил і моментів, що діють у площині  $xu$ . Характерним є прояв крайового ефекту, що викликає значні окружні нормальні напруження.

— Циліндр під дією внутрішнього тиску, силових і моментних зусиль у місці спряження зі стійками деформується також з характерним проявом крайового ефекту.

— Аналіз поля еквівалентних напружень для преса П7640А приводить до висновку, що конструкція станини преса не рівномісна. Конструкція потребує оптимізації за рахунок зменшення крайового ефекту у верхній траверсі і станині. Для цього варто полегшити конструкцію стійок, виконати місця з'єднання стійок з верхньою траверсою і циліндром по плавних поверхнях з меншою масою металу в цих частинах конструкції. Це зменшить опорний момент, що діє на верхню траверсу і циліндр, та знизить напруження.



Обрисам (рис. 5) відповідає зниження ваги станини приблизно на 11 % від загальної ваги станини.



Рис. 5. Поперечний переріз верхньої траверси, що пропонується

Якщо ж за якихось причин — вимог технології при відливці станин, їх механічної обробки, умов експлуатації та інш. — не вдасться помітно знизити найбільші напруження у верхній траверсі й циліндрі, то варто мати на увазі, що найбільш напружені ділянки конструкції локальні й досить малі. Тому варто піддати прес напрузі таким тиском, при якому в найбільш напружених ділянках конструкції напруження досягли б межі текучості. Після розвантаження в зазначених ділянках конструкції виникнуть залишкові напруження, які, складаючись із напруженнями в робочому режимі, зменшать величини піків напружень, зглядять їх.

#### Література

1. Каминская, В.В. Станины и корпусные детали станков. / В.В. Каминская, З.М. Левина, Д.Н. Решетов — М.: Машгиз, 1960. — 363 с.
2. Численные методы в механике. / В.А. Баженов, А.Ф. Дашченко, Л.В. Коломиец и др. — Одесса: СТАНДАРТЬ, 2005. — 563 с.
3. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. — Изд. 2-е, испр. — М.: Едиториал УРСС, 2004. — 272 с.

#### References

1. Kaminskaya, V.V. Staniny i korpusnye detali stankov [Bed plates and housing parts of machine-tools]. / V.V. Kaminskaya, Z.M. Levina, D.N. Reshetov — Moscow, 1960. — 363 pp.
2. Chislennyye metody v mekhanike [Numerical methods in mechanics]. / V.A. Bazhenov, A.F. Dashchenko, L.V. Kolomiets and others — Odessa, 2005. — 563 pp.
3. Kaplun, A.B. ANSYS v rukakh inzhenera: Prakticheskoe rukovodstvo [ANSYS in the engineer's hands: Practical guide]. / A.B. Kaplun, E.M. Morozov, Olfer'yeva M.A., — 2<sup>nd</sup> edition, revised. — Moscow, 2004. — 272 pp.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одеськ. нац. політехн. ун-ту Усов А.В.

Поступила в редакцію 15.жовтня 2012 г.