

О. Дащенко

Професор, докт. техн. наук

О. Лимаренко

Доцент, канд. техн. наук

Одеський національний
політехнічний університет,
м. Одеса

УДК 621.98

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ

Розглянуто комплексний підхід до розрахунку станини гідропреса і виконано її розрахунок методом скінченних елементів. Запропонована ефективна геометрична форма станини.

гідравлічний прес, напружено-деформований стан, базова деталь, метод скінченних елементів

У гідравлічних пресах, що здійснюють процеси обробки метала тиском виникають значні зусилля. Вони створюються й сприймаються базовими деталями (гідравлічними циліндрами, поперечками, колонами, елементами рамних станин). Для потужних гідравлічних пресів приблизно 80% маси та вартості машини визначається масою і вартістю основних базових деталей. Базові деталі потужних гідравлічних пресів при граничних за технологічними можливостями машинобудівних заводів, габаритах і масі мають досить високі рівні питомих навантажень. Причиною цього є те, що можливість створення потужного гідравлічного преса й забезпечення його надійної роботи при тривалій експлуатації визначаються, у багатьох випадках, 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 у зонах концентрації, встановлюються різні критерії граничного стану несучих елементів пресів. Питанням міцності та жорсткості пресів присвячена низка науково-технічних розробок.

У цій статті розглянуто комплексний підхід до розрахунку станини гідропреса, а саме: виконано аналіз існуючих методів розрахунку та виявлені їхні недоліки;

виконано розрахунок станини методом скінченних елементів (МСЕ) в пакеті ANSYS; експериментально визначені напруження, які виникають у станині у виробничих умовах; на підставі аналізу напружено-деформованого стану запропонована більш ефективна геометрична форма станини.

Такий підхід дає можливість розроблення нових, більш точних, ефективних і раціональних методик розрахунку базових деталей гідропресів, що приводить до якісного підвищення характеристик міцності та жорсткості, і, як наслідок, – надійності несучих елементів гідропресів.

Станини пресів класифікують за низкою ознак, основними з яких є: напрям переміщення робочого органа – вертикальні, горизонтальні; напрям діючого робочого зусилля – з верхнім приводом, з нижнім приводом; технологія виготовлення – складені, зварені, литі.

Конструкцію станини звичайно проектує як можна з меншою кількістю деталей, що забезпечує надійність, жорсткість і зручність при експлуатації, а також зменшення трудомісткості при механічній обробці.

Як правило, всі гідравлічні преси працюють в умовах змінного технологічного навантаження різної циклічності, яке змінюється від нуля до максимального.

Навантаження, що передаються на станину преса в процесі пресування, ділять на два види: центральні й ексцентричні.

Центральне навантаження відповідає симетричному навантаженню щодо осі станини. Ексцентричне навантаження станини відбувається в результаті зсуву заготовки що пресується в ту або іншу сторону залежно від конфігурації виробу.

Величина ексцентриситету прикладення навантаження, як показала практика проектування, може змінюватися в широких межах від декількох міліметрів до декількох сотень міліметрів – залежно від призначення преса, технології пресування й т.ін.

При ексцентричному навантаженні умови роботи станини преса ускладнюються. Виникають додаткові навантаження на колони або стійки, плунжер, циліндр, траверси. Визначення величин зазначених навантажень і місць їх прикладання представляє відомі труднощі і залежить від характеру та конструкції з'єднання плунжера з рухомою траверсою, рухомої траверси з колонами або стійками, а плунжера – з циліндром.

Метод розрахунку ексцентрично навантажених станин вимагає спеціальних прийомів при виборі розрахункових схем. Це зводиться до низки умовностей при розрахунку станин, що призводить до похибок розрахунку на міцність і жорсткість.

Навантаження на станину преса передаються гідравлічним циліндром, плунжером, підштамповою плитою, інструментом тощо. При навантаженні станини виникає необхідність визначити місця й точки прикладання зусиль, що діють на столи й траверси в процесі пресування.

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

1. Циліндр спирається на станину (траверсу) через його фланець, рис. 1. У цьому випадку, рівномірно-розподілене навантаження по поверхні контакту фланця циліндра зі станиною (траверсою) зводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування, і прикладеними в центрах ваги півкілець, що є поверхнями контакту.

2. Циліндр кріпиться до станини (траверси) за допомогою гвинтів. У цьому випадку, рівномірне навантаження по колу розташування осей гвинтів, зводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування, і прикладеними в центрах ваги півкіл, що є складовими частинами згаданого кола.

3. При передачі зусилля пресування через підштампову плиту, розташовану на станині (траверсі), рис. 2, зосереджене навантаження замінюється рівномірно розподіленим навантаженням, яке симетричне відносно осі преса. Воно розташоване на $2/3$ довжини підштампової плити.

4. При передачі зусилля пресування інструментом, поверхня контакту якого зі станиною (траверсою) являє собою коло, діюче рівномірно розподілене навантаження по колу зводиться до двох зосереджених сил, кожна з яких дорівнює за величиною половині зусилля пресування й прикладеними в центрах ваги півкіл, що є складовими частинами згаданого кола.

Складність вибору розрахункової схеми пояснюється тим, що станина являє собою складену або суцільну

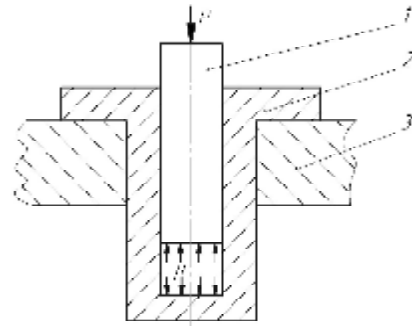


Рис. 1. Схема передачі сил: 1 – плунжер; 2 – циліндр; 3 – станина

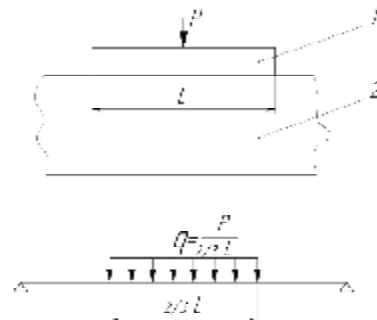


Рис. 2. Схема передачі сил: 1 – підштампова плита; 2 – станина

конструкцію, розміри якої в довжину й ширину – одного порядку. До того ж розміри перетинів різко змінюються. Таким чином, станину не можна уподібнити ні брусу, ні рамі, ні пластині сталого 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. Прийняті при розрахунках станин розрахункові схеми значно відрізняються від тих схем, які варто було б приймати в дійсності.

Розрахунок станин як стрижневих рам полягає в наступному: визначають координати центрів ваги поперечних перерізів рами й через них проводять стержні рами; при прийнятій розрахунковій схемі розкривається статична невизначеність рами за допомогою методу сил, а потім визначаються напруження як у звичайних балках.

При такій розрахунковій схемі станини пресів являють собою плоску систему, очевидно, що при цьому точність зазначених методів розрахунків залишається на низькому рівні, тобто при прийнятих спрощеннях занижені допустимі напруження, а розміри перерізів станин збільшені, що призводить до збільшення маси станини.

Розрахунок станини як рами, відповідно до зазначеної методики, умовний і має такі недоліки (рис. 3): труднощі визначення зведеного моменту інерції поперечного перерізу умовного нижнього ригеля рами, що входить до розрахункової схеми замість циліндра станини; труднощі, пов'язані з вибором довжини стійок рами.

У розрахункових схемах прийнято, що навантаження, яке сприймається верхнім і нижнім ригелем, прикладене

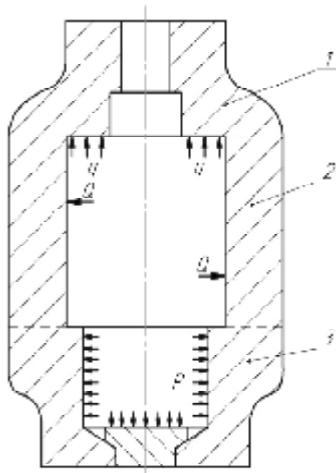


Рис. 3. Розрахункова схема станини: 1 – верхня частина (поперечка); 2 – стійка; 3 – нижня частина (циліндр)

в середині прольоту зосередженою силою. Отже, розглядається і розв'язується плоска рама замість просторової.

Незважаючи на те, що на сьогодні накопичив значний досвід проектування станин, їх розрахунок, у більшості випадків виконується наближено. Це пов'язано зі складністю опису напружено-деформованого стану розглянутих деталей станин, обумовленої їхніми конструктивними особливостями.

У зв'язку з розвитком обчислювальної техніки в розрахункову практику широко впроваджуються чисельні методи. Одним з найбільш ефективних і найбільш розроблених стосовно машинобудівної практики є метод скінченних елементів. Суть методу полягає в тому, що задана система (конструкція) розбивається на окремі елементи скінченних 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.

Найважливішим є питання точності методу скінченних елементів і достовірність одержаних результатів розрахунку. Звичайно вважається, що якщо попередній опис елементів, їх взаємозв'язок між зусиллями, деформаціями і переміщеннями у вузлах виконано точно, а потім так само точно складені умови спряження елементів, то метод дає точні результати. Однак зробити це вдається не завжди, що призводить до розв'язання задачі з тим або іншим наближенням. У цьому випадку точність розв'язку підвищується зі збільшенням кількості елементів. Дуже важливим є також обґрунтований вибір типу елемента, характер сітки розбивки, що враховують особливості розглянутої конструкції, наявність концентраторів напружень, включень, підкріплень тощо.

В якості інструменту числових досліджень використовується програмний комплекс ANSYS.

Дослідження проводились на базі гідравлічного преса моделі П7640А – виробник ВАТ «Пресмаш» (м. Одеса) що спеціалізується на виробництві гідравлічних пресів



Рис. 4. Загальний вигляд гідравлічного преса моделі П7640А, ВАТ «ПРЕСМАШ»

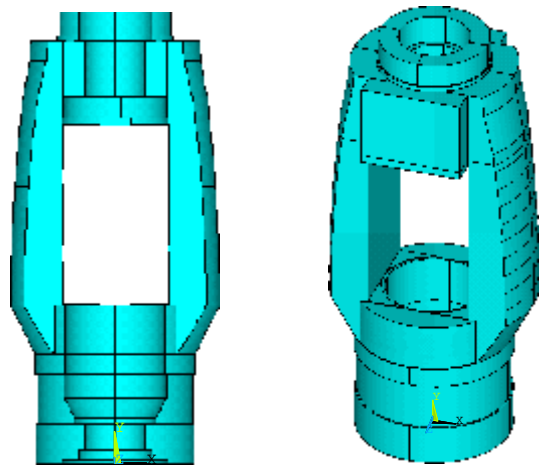


Рис. 5. Геометрична модель преса П7640А

(рис. 4). Прес має такі габаритні розміри: ширина 1250 мм висота 2400 мм; маса преса – 9800 кг.

Для розроблення методики скінченноелементного аналізу обрана станина преса. Геометрична модель станини виконана на підставі робочих креслень, що дозволило врахувати конструктивні особливості реальних елементів (рис. 4). Геометрична модель станини преса (рис. 5) складається з 346 точок, 5098 ліній, 1671 поверхонь та 53 об'ємів.

Геометрична модель повинна відповідати типу елемента, який буде використано при скінченноелементному моделюванні.

Для розрахунку базових деталей потужних гідропресів найбільш ефективним 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, використані тривимірні скінченні елементи. Апроксимація моделі станини виконана об'ємним елементом SOLID 45 з бібліотеки стандартних скінченних елементів програми ANSYS.

Solid 45 – це об'ємний елемент (3D), який використовується для розв'язування задач механіки деформівного тіла, визначається 8 вузлами, кожен з яких має три

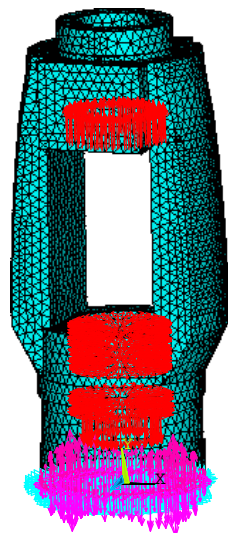


Рис. 6. Граничні умови станини (навантаження і закріплення)

ступені вільності – лінійні переміщення в напрямках осей X , Y , Z вузлової системи координат.

Згенерована програмою скінченноелементна модель станини нараховує 81297 елементів.

Станина виготовлена зі сталі 35Л ГОСТ 977-88, тобто в програмі були задані такі механічні властивості: модуль поздовжньої 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 відповідала робочому тиску $q = 50$ кПа (рис. 6).

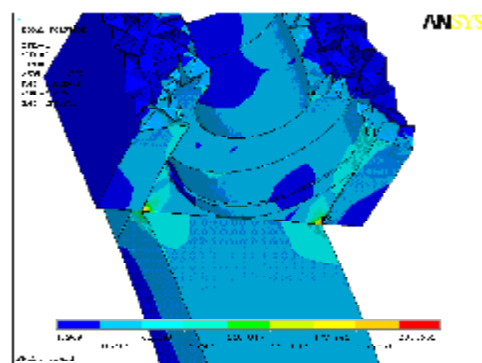
На основі аналізу закріплення реальної конструкції була закріплена основа станини преса – заборона всіх переміщень вздовж осей X , Y , Z (рис. 6).

У результаті статичного розрахунку станини преса отримані такі параметри напружено-деформованого стану: S_x, S_y, S_z – нормальні напруження в напрямках відповідних осей; t_{xy}, t_{yz}, t_{xz} – дотичні напруження у відповідних координатних площинах; S_1, S_2, S_3 – головні напруження; $S_{екв}$ – еквівалентні напруження за гипотезою Губера-Мізеса (IV теорія міцності); UX, UY, UZ – переміщення в напрямках відповідних осей; $USUM$ – сумарні переміщення.

З розгляду розподілу еквівалентних напружень по елементах конструкції станини преса виходить, що підхід до станини як до рамної конструкції, елементи якої працюють в основному на згин і розтяг, зовсім неправомірний. В дійсності спостерігається наступне: верхня траверса деформується як кільце, що має складну форму поперечного перерізу і складну систему внутрішніх зусиль у місцях з'єднання зі стійками. У результаті на внутрішній поверхні верхньої траверси спостерігається різке збільшення еквівалентних напружень, обумовлене, як це видно з результатів розрахунку МСЕ, значними коловими нормальними напруженнями. Це характерно для згину кілець складного поперечного перерізу й викликається поворотом поперечних перерізів та їх зсувом.

Максимальні значення параметрів напружено-деформованого стану станини в характерних перерізах

Параметр	Значення	Переріз
UX (мм)	0,17238	верхня траверса
UY (мм)	0,40189	верхня траверса
UZ (мм)	0,2335	верхня траверса
$USUM$ (мм)	0,4019	верхня траверса
σ_x (МПа)	95,052	циліндр
σ_y (МПа)	165,088	верхня траверса
σ_z (МПа)	104,695	циліндр
τ_{xy} (МПа)	66,211	примикання стійок до циліндру
τ_{yz} (МПа)	54,591	примикання стійок до верхньої траверси
τ_{xz} (МПа)	71,538	циліндр
σ_1 (МПа)	169,2	верхня траверса
σ_2 (МПа)	78,571	верхня траверса
σ_3 (МПа)	-124,83	верхня траверса
$\sigma_{екв}$ (МПа)	235,665	верхня траверса

Рис. 7. Еквівалентні напруження $\sigma_{екв}$

Зазначені параметри напружено-деформованого стану подані на рис. 7 – рис. 8.

У місцях примикання стійок до верхньої траверси збільшення напружень пояснюється різкою зміною форми деталі, тобто концентрацією напружень.

Стілки являють собою масивні елементи, вертикальний розмір яких одного порядку з поперечними розмірами. Саме цим пояснюється нерівномірний розподіл напружень у поперечному перерізі стійок навіть у середньому перерезі ($y=1,25$ м). Найбільші напруження в стійках, як і слід було сподіватися, виникають у місцях примикання до верхньої траверси й до циліндра та обумовлені концентрацією напружень.

Циліндр навантажений тиском P та зусиллями в місці спряження зі стійками. Схема його роботи близька до схеми циліндричної оболонки що навантажена тиском та зосередженими навантаженнями в районі примикання до циліндра стійок.

Цим пояснюється збільшення еквівалентних напружень в області внутрішньої поверхні (площина yz) – вплив так званого краевого ефекту.

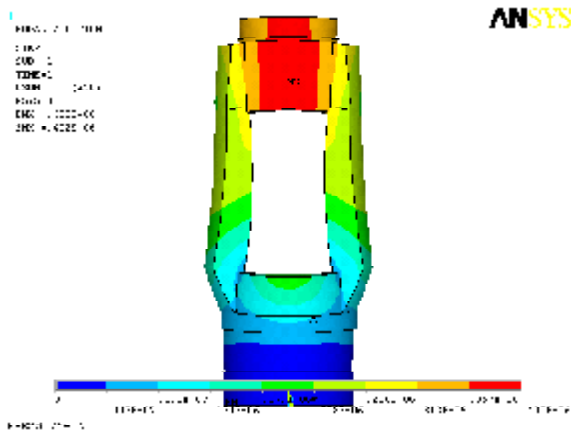


Рис. 8. Сумарні переміщення, що виникають у станині та деформована форма

Визначимо фактичний коефіцієнт запасу n для робочого тиску $p = 50$ МПа (матеріал станини сталь Ст 25 Л) з границею текучесті $S = 280$ МПа.

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

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

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

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

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

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

З огляду на те, що розрахунок станини методом скінчених елементів достатньо точний і та обставина, що підвищені напруження локальні, можна вважати, що станина преса П7640А має достатню міцність при робочих навантаженнях.

Відповідно до характеру напружено-деформованого стану при симетричному навантаженні експериментально досліджувалися напруження та деформації, що виникають у точках станини преса, розташованих по одну сторону від вертикальної осі oy . З цієї метою на поверхні станини були закріплені симетрично 12 тензосенсорів (рис. 9). В експерименті використані одноелементні тензорезистори марки 21КПА-5. Кріплення до станини преса здійснено за допомогою клею холодного затвердіння – циакрин.

Для вимірювання використано вимірник деформацій цифровий ИДЦ-1, призначений для фіксації статичних деформацій за допомогою тензорезисторів, що включають за півмостовою схемою. Ціна одиниці відносної деформації, обмірюваної за допомогою ИДЦ-1 становить 2 МПа.

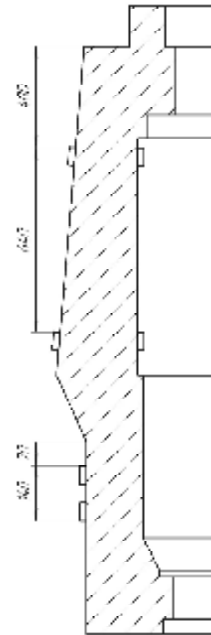


Рис. 9. Схема розміщення тензосенсорів

У ході вимірювань стискальне зусилля пресування послідовно збільшувалося від нуля до 5 МН з реєстрацією показів приладу ИДЦ-1 через кожні 1 МН. Трикратне повторення експерименту продемонструвало збіг показів приладу для кожного з наклеєних тензорезисторів.

Значення напруження в кожній точці знаходили як середнє значення зміряних величин на кожному кроці навантаження. Наприклад, для перерізу станини, в якому розташований тензосенсор №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 S_y , отримане фактично, потрібно помножити на 500. Наприклад, для сенсора №1 матимемо: $\max \sigma_y = 500 \cdot \sigma_y = 500 \cdot 1,36 = 680 \text{ кг/см}^2 = 68 \text{ МПа}$.

Аналіз отриманих експериментальних даних дозволив встановити наступну закономірність: напруження в точках, розташованих з боку додатного напрямку осі oz (тензосенсори 7 – 12) більше, ніж напруження в симетричних точках (тензосенсори 1 – 6). Це говорить про те, що відбувалося 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 забезпечить центральне навантаження і виключить появу згинальних моментів M_x та M_z .

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

Дослідження напруженого стану станини преса, що викликається згинальним моментом, можливо тільки за допомогою МСЕ і являє собою самостійне досить складне

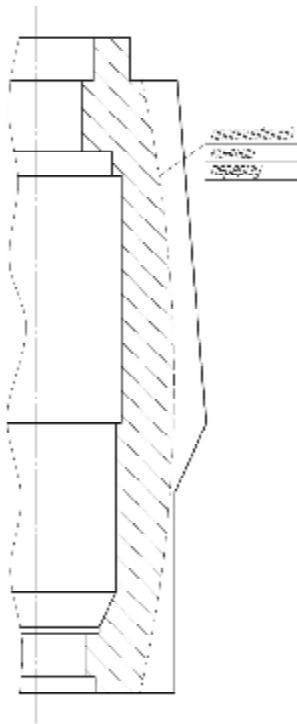


Рис. 10. Поздовжній контур запропонованої станини

завдання. Дійсно необхідно визначити виникаючі напруження для довільно орієнтованої площини дії моменту, а потім варіювати розв'язки для різних положень площини моменту й скласти з розв'язками від центрально діючої сили пресування.

Отримані результати розрахунку в програмному комплексі ANSYS дають можливість оцінити раціональність дослідженої конструкції (в нашому випадку станини преса) і змінити її форму й розміри з метою зменшення металоемності. Останнє вимагає повторення розрахунку з наступним аналізом отриманих результатів.

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

1. Верхня траверса, яка навантажена розподіленим навантаженням по кільцевій площі контакту, деформується як кільце зі складною формою поперечного перерізу.

2. Взаємодія верхньої траверси зі стійками еквівалентна дії опорних сил і моментів, що діють у площині ху. Характерним є прояв крайового ефекту, що викликає значні колові нормальні напруження.

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

4. Аналіз поля еквівалентних напружень для преса П7640А, наведених на рис. 7, рис. 8 приводить до вис-

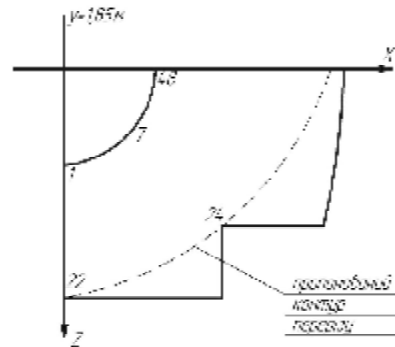


Рис. 11. Поперечний переріз запропонованої верхньої траверси

новку, що конструкція станини преса не рівномірна. Вона потребує оптимізації за рахунок зменшення крайового ефекту у верхній траверсі й станині. Для цього варто полегшити конструкцію стійок, виконати місця з'єднання стійок з верхньою траверсою й циліндром по плавних поверхнях з меншою масою металу в цих частинах конструкції. Це зменшить опорний момент, що діє на верхню траверсу й циліндр, та знизить напруження.

Поздовжній переріз запропонованої станини для преса П7640А поданий на рис. 10.

Обрисам, показаним на рис. 10, рис. 11 відповідає зниження ваги станини на 11 % від загальної ваги.

Оптимальну конфігурацію елементів станини варто одержати методом послідовних наближень, міняючи обриси, вносячи нові координати граничних точок у розрахунок і використовуючи методикку визначення напруженого стану елементів станини, викладену в статті.

Поперечний переріз запропонованої верхньої траверси станини преса П7640А зображений на рис. 11.

Література

1. Баженов В.А., Дащенко А.Ф., Коломиец Л.В., Оробей В.Ф., Сурьянинов Н.Г. Численные методы в механике. – Одесса, «СТАНДАРТЪ», 2005. – 563 с.
2. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали станков. – М.: Машгиз, 1960. – 363 с.

Отримана 18.10.12

O. Dashchenko, O. Lymarenko

Stress-strain state of the basic details of hydraulic presses
Odesa National Polytechnic University, Odesa

We consider an integrated approach to calculate the hydraulic bed frame and made it calculation by finite element method. The efficient geometry of bed frame proposed.