

**Немчинов С. І.**

к.т.н., доцент

Начовний І. І.

к.т.н., доцент

Христенко О. В.

інженер кафедри ОХВ

Бабенко В. Г.

ст. викладач

*Український державний
хіміко-технологічний
університет*

Nemchynov S.**Nachovnyy I.****Khristenko A.****Babenko V.**

*Ukrainian State University
of Chemical Technology*

УДК 539.3:621.226**DOI: 10.37128/2306-8744-2019-3-8**

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГОЛОВНОГО ЦИЛІНДРА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА

У статті досліджено напружено-деформований стан головного циліндра гідравлічного преса для виготовлення великогабаритних виробів із пластмас з використанням програмного комплексу скінченно-елементного аналізу. Встановлено, що напружено-деформований стан характеризується загальним і локальним нерівномірним розподілом напружень, переміщень. Характер розподілу напружень, деформацій, переміщень, коефіцієнтів запасу міцності по довжині циліндра дозволив умовно поділити циліндр на три характерні зони: зони фланця, зони Ламе, зони днища. В кожній із зон знайдені області, в яких спостерігаються максимальні напруження та деформації. Виявлено, що максимальні еквівалентні напруження, обчислені за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса, в зоні Ламе спостерігаються на внутрішній поверхні циліндра, а в зонах днища та фланця – в їх галтелях. Порівняльний аналіз напружень і переміщень, обчислених за формулами Ламе та методом скінчених елементів, показав, що в зоні Ламе їх значення суттєво не відрізняються. Проведені дослідження впливу радіуса, який змінювався в широких межах, та кута галтелі дозволили встановити область максимальних головних й еквівалентних напружень та зменшити їх величини. Оскільки конструктивні особливості циліндра не дозволяли необмежено збільшувати радіус галтелі, тому на другому етапі досліджень зменшення напружень досягалося за рахунок її заглиблення в днище циліндра. Розрахунки дозволили встановити область галтелі, в якій діють осьові напруження розтягання та кут галтелі, при якому осьові напруження однакові за величиною та знаком. Дослідження дозволило змінити геометрію циліндра, зменшити напруження в галтелі циліндра та його вагу. Результати дослідження можуть бути застосовані при удосконаленні існуючих і проектуванні нових гідравлічних пресів хімічної промисловості, а також є основою для подальших досліджень.

Ключові слова: гідравлічний прес, циліндр, метод скінчених елементів, галтель, епюра, напруження, деформація, переміщення.

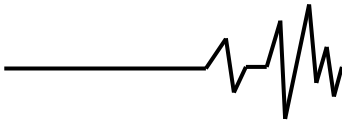
Вступ. У багатьох галузях хімічної промисловості широко використовують гідравлічні преси (ГП), базові елементи яких у процесі роботи зазнають високих питомих навантажень. Найбільш навантаженою і відповідальною деталлю ГП є його головний циліндр, від працездатності якого залежать експлуатаційні якості та надійність усього преса.

Конструкція гідроциліндра, який складається з циліндричної частини, опорного фланця, днища, в якому є отвір для кріплення

трубопроводу робочої рідини, залежить від конструктивної схеми преса, робочого тиску рідини, умов роботи.

Суттєвим недоліком гідроциліндрів ГП є їх властивість до руйнації, яка відбувається через появу втомних тріщин в галтелях фланців та днища – в зонах максимальних розтягуючих напружень [1].

В науковій літературі відсутні роботи щодо досліджень по зменшенню маси головних циліндрів ГП, які застосовуються в хімічній промисловості.



Інтенсивний розвиток обчислювальної техніки, вдосконалення комп'ютерних технологій та програмного забезпечення стимулювали впровадження в розрахунки гідроциліндрів ГП чисельні методи, серед яких важливе місце займає метод скінченних елементів (МСЕ). В якості інструменту числових досліджень використовуються програмні системи скінченно-елементного аналізу: ANSYS, NASTRAN, SOLIDWORKS, ABAQUS, ЛИРА, SCAD. Останнім часом широко застосовується вільне програмне забезпечення, яке має відкритий код (CalculiX, Elmer и Code_Aster). Дані методи, на відміну від традиційних, дозволяють проводити ретельне дослідження загального напружено-деформованого стану (НДС) та характеру розподілу місцевих напружень у двомірній та об'ємній постановці задач. У багатьох випадках це дає можливість обходитися без експериментальних досліджень, хоча їх значення зберігається в якості засобу перевірки НДС.

Отже, вищенаведене свідчить про те, що дослідження НДС головного циліндра ГП із застосуванням програмних систем скінченно-елементного аналізу і вибір його раціональної форми на етапі проектування є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні накопичено певний досвід дослідження НДС і проектування головних циліндрів ГП, але їх розрахунків у більшості випадків виконується наближено, що пояснюється складністю опису НДС і обумовлено їх конструктивними особливостями.

Розрахунки головних й еквівалентних напружень МСЕ в програмних комплексах ПРИЗМА та ANSYS представлені в роботі [2]. Аналіз отриманих чисельних результатів в обох випадках підтвердив правомірність використання обох комплексів для дослідження НДС масивних тіл складної геометрії. Автори [2] також провели лабораторні випробування в поляризованому світлі, але для проведення розрахунків на міцність рекомендовано застосовувати МСЕ. В зазначеній роботі встановлено нерівномірний розподіл напружень по висоті циліндричної частини та по днищу, зони, в яких виникають найбільші напруження (області прикладення навантажень, різкої зміни геометрії, центра днища).

В статті [3] розглянуто спосіб моделювання та дослідження на міцність деталей ГП з номінальним зусиллям 5 МН при навантаженні гідроциліндра тиском 25 МПа. Встановлено, що напруження, отримані шляхом моделювання (за допомогою програмного пакету ANSYS) та аналітичних розрахунків, суттєво не відрізняються. Наприклад, для штока різниця значень $\sigma_{екв}$, отриманих шляхом моделювання та аналітичним розрахунком, не перевищує 13 %.

Результати оптимізації робочого циліндра гідралічного кувального пресу, який широко

використовується в металургійній промисловості, представлено в [4]. В цій роботі моделювання навантаження гідралічного циліндра відбувалося за допомогою програми SolidWorks та її модуля SolidWorks Simulation. Проведений аналіз НДС дозволив авторам запропонувати раціональну (з точки зору авторів) конструкцію гідроциліндра, що дозволило зменшити об'єм металу на його виготовлення на 4 %.

В роботах [1] і [5] встановлено, що основною причиною пошкоджень та руйнацій гідроциліндрів потужних ГП є виникнення й розвиток втомних тріщин, які з'являються у зонах з великим рівнем напружень – в галтелях фланця та днища. З метою зменшення напружень в галтелях днищ гідроциліндрів потужних ГП в патенті [6] запропоновано змінити геометрію днищ циліндрів.

В роботі [7] проведено дослідження впливу радіуса отвору та кута нахилу осі отвору до осі циліндра на характер розподілу еквівалентних напружень в товстостінному циліндрі та обчислено коефіцієнти концентрації напружень в зонах з високим рівнем напружень, які були обчислені за допомогою програми ANSYS.

Представлений в статті [8] порівняльний аналіз показав співпадіння значень напружень, деформацій та переміщень, отриманих експериментальним шляхом й обчислених за методом скінченно-елементного аналізу (СЕА) для циліндра горизонтального ГП зусиллям 2 МН. Але аналіз НДС циліндра в указаній роботі не було проведено детально для різних зон циліндра і зовсім не вказані області з підвищеним рівнем напружень та деформацій.

Проведений аналіз останніх досліджень показав: у більшості робіт розглянуто проблеми розрахунку головних циліндрів потужних гідралічних пресів і практично відсутні методики розрахунку циліндрів пресів, що застосовуються в хімічній промисловості; значна частина робіт присвячена дослідженню НДС лише циліндричної частини циліндрів і зовсім не розглядається НДС у фланцевій частині та днищі; широке використання МСЕ, який в даний час є стандартом для розрахунку на міцність та жорсткість і дозволяє з єдиних позицій проводити дослідження НДС будь-якої конструкції.

Мета роботи – дослідження НДС головного циліндра ГП з номінальним зусиллям пресування 20 МН для виготовлення великогабаритних виробів з пластмас в закритих обігрітих прес-формах та обґрунтування вибору його можливої раціональної геометрії.

Постановка задачі. Циліндр ГП, геометрична модель якого представлена на рис.1, перебуває під дією рівномірно розподіленого навантаження. Необхідно визначити його напружено-деформований стан.

Циліндр являє собою просторову конструкцію складної конфігурації, для якої аналітичні методи



розрахунку практично неприйнятні. Тому для розв'язування даної просторової задачі теорії пружності застосуємо МСЕ, який в наш час широко використовується для розрахунків на міцність, жорсткість та стійкість різноманітних конструкцій.

МСЕ дозволяє отримати систему алгебраїчних рівнянь:

$$[k] \cdot \{u\} = \{R\}, \quad (1)$$

де $[k]$ – матриця жорсткості скінченно-елементної моделі;

$\{u\}$ – вектор вузлових переміщень;

$\{R\}$ – вектор вузлових сил.

Розв'язав систему (1), знаходимо переміщення u_i , а потім за допомогою співвідношень деформації-переміщення (Коші)

та напруження-деформації (закона Гука) – напруження σ_{ij} та деформації ε_{ij} .

Застосування МСЕ передбачає побудову геометрії конструкції й розбиття її на скінченні елементи, формування глобальної матриці жорсткості, розв'язання системи лінійних рівнянь великого розміру. Перелічені проблеми спонукали авторів застосувати в якості інструменту чисельних досліджень працюючий на базі платформи SALOME-MECA програмний комплекс з відкритим кодом Code_Aster, який дозволяє виконувати аналіз НДС циліндра з урахуванням особливостей і режимів експлуатації.

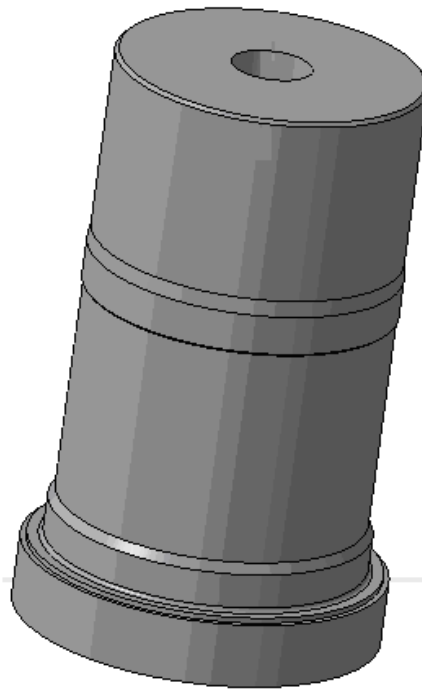


Рис. 1. Геометрична модель головного циліндра ГП

Результати числових експериментів. В роботі було проведено чисельний розрахунок НДС головного циліндра ГП. Габаритні розміри циліндра склали: висота – 1490 мм, зовнішній діаметр – 790 мм, внутрішній діаметр 510 мм, зовнішній діаметр фланця – 930 мм. Радіус галтелі днища $r = 42$ мм. Маса циліндра становила 1926 кг.

Перед побудовою скінченно-елементної моделі на підставі робочих креслень була створена твердотільна об'ємна модель циліндра (рис. 1) у системі тривимірного моделювання КОМАС-3D, яка

дозволяє ефективно створювати моделі складної форми. Враховуючи наявність площини симетрії (форми циліндра, накладених граничних умов, прикладеного навантаження) задача дослідження НДС була зведена до дослідження НДС половини моделі.

Після створення половини твердотільної моделі вона була перенесена в працюючий на базі платформи SALOME-MECA програмний розрахунковий комплекс з відкритим кодом Code_Aster, в якому ставилися граничні умови, задавалося навантаження та ділянки, на яких воно було прикладене, створювалася сітка скінченно-елементної моделі.



Граничні умови ставились таким чином, щоб виключити переміщення циліндра як абсолютно жорсткого тіла. Відповідно до умов роботи тиск на внутрішні стінки циліндра приймався рівним 32 МПа . На рис. 2, а надана розрахункова схема, в якій вказано навантаження та граничні умови.

Для дискретизації циліндра, як просторового тіла, використані тривимірні скінченні елементи. В результаті дискретизації отримано сітку із 35573

тетраедрів. Скінченно-елементна модель циліндра наведена на рис. 2, б.

В якості матеріалу була вибрана сталь $35Л$ з модулем пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,32$, границею текучості $\sigma_m = 275 \text{ МПа}$, границею міцності $\sigma_{m\phi} = 491 \text{ МПа}$.

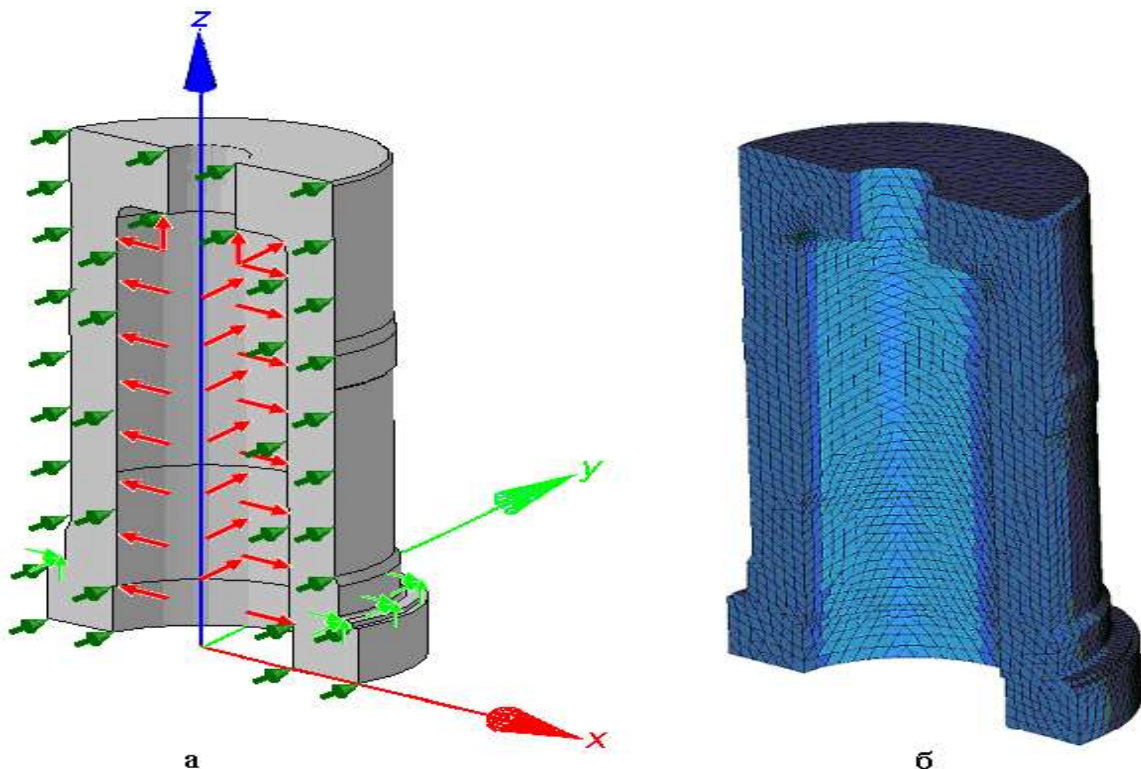


Рис. 2. Розрахункова схема (а) та скінченно-елементна модель (б) головного циліндра ГП

У результаті статичного розрахунку були отримані такі параметри НДС циліндра: напруження і деформації в напрямках відповідних осей; головні напруження і деформації; еквівалентні напруження ($\sigma_{екв}$), які обчислені за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса; повні переміщення; переміщення в напрямках відповідних осей; коефіцієнти запасу міцності.

Враховуючи, що зародження тріщин починається на поверхнях з високим рівнем напружень, в роботі було проведено дослідження зміни напружень на внутрішніх та зовнішніх поверхнях циліндра.

Розрахунки показали, що НДС циліндра характеризується загальним і локальним нерівномірним розподілом напружень,

переміщень (рис. 3). Характер розподілу напружень, деформацій, переміщень, коефіцієнтів запасу міцності по довжині циліндра дозволяє умовно поділити циліндр на три характерні ділянки: зони фланця, зони Ламе, зони днища. Рис. 3 ілюструє практичну незмінність вказаних характеристик по довжині циліндра в зоні Ламе і суттєві зміни цих характеристик в зонах фланця та днища.

В роботі проведено порівняльний аналіз напружень і переміщень, обчислених за формулами Ламе та МСЕ, в зоні Ламе. З даних, наведених в таблиці, видно, що результати, обчислені за двома методами, суттєво не відрізняються.

Таблиця* – Порівняний аналіз величин, отриманих різними методами



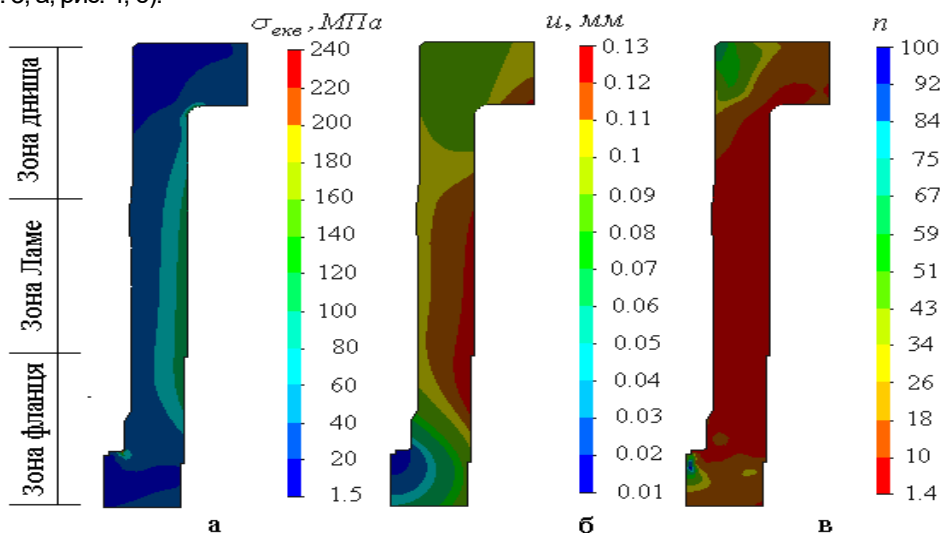
Методика визначення	Напруження, переміщення $\sigma_r, МПа,$ (σ_x)	$\sigma_\theta, МПа,$ (σ_y)	$\sigma_z, МПа$	Переміщення, $u_x, мм$
За формулами Ламе	-32	77,73	14,7	0,102
За МСЕ	-32	78,1	15,3	0,1083

* – всі величини визначені в точках, які знаходились посередині циліндра (в зоні Ламе). В зазначених перерізах величини σ_r і σ_x та σ_θ і σ_y рівні.

Аналіз епюри еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ показав, що максимальні еквівалентні напруження в зоні Ламе спостерігаються на внутрішній поверхні циліндра, а в зонах днища та фланця – в їх галтелях (рис. 3, а). Так, в зоні Ламе максимальні еквівалентні напруження на внутрішній поверхні циліндра не перевищують $98 МПа$, в галтелі днища – не перевищують $139,4 МПа$, а в галтелі фланця – $174 МПа$ (менше за σ_m). Максимальні повні переміщення u спостерігаються в зоні фланця, яка межує з зоною Ламе, і не перевищують $0,133 мм$ (рис. 3, б). Аналіз епюри коефіцієнтів запасу міцності показав, що максимальні значення n спостерігаються в зонах фланця та днища, крім їх галтелей (рис. 3, в).

В роботах [1, 2, 5, 6] показано, що значне число відмов потужних ГП пов'язано з руйнуванням головних циліндрів, які відбуваються, в основному, через появу втомних тріщин в галтелях фланця та днища. В роботі було проведено дослідження впливу радіуса та кута α галтелі днища на величини напружень (рис. 4, а, рис. 4, б). Аналіз епюр еквівалентних і головних напружень дозволив встановити, що при $35^\circ < \alpha < 45^\circ$ напруження $\sigma_{екв}$ $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ набувають максимальних значень (рис. 3, а, рис. 4, б).

Автори [1, 6], співставляючи схеми розміщення тріщин в галтелі днища, прийшли до висновку – тріщини в галтелях днищ починаються в зонах максимальних розтягуючих напружень, що відповідає механізму виникнення тріщин. Зроблений висновок можна підтвердити графіком рис. 4, який свідчить про те, що максимальні значення σ_1 спостерігаються при $\alpha \approx 45^\circ$. Проведене дослідження також дозволило визначити область осьових напружень розтягання, яка спостерігається при кутах $30^\circ < \alpha < 60^\circ$ (рис. 5, а, рис. 5, б).



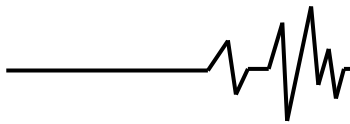


Рис. 3. Епюри еквівалентних напружень (а), переміщень (б), коефіцієнтів запасу міцності (в) циліндра ГП з радіусом галтелі $r = 42 \text{ мм}$

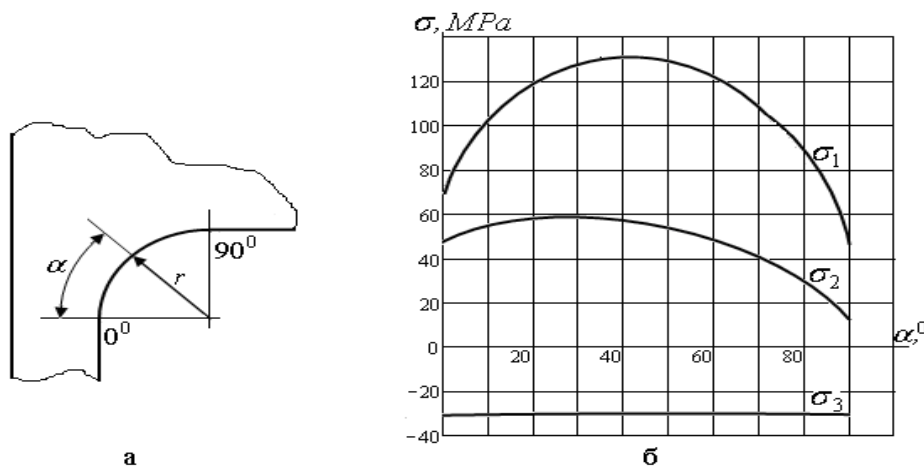


Рис. 4. Графіки зміни головних напружень в галтелі радіуса 42 мм

Цікаво звернути увагу на наявність області, яка спостерігається при $\alpha \approx 45^\circ$ і в якій

осьові напруження (σ_x , σ_y , σ_z) мають однакові значення при різних радіусах галтелей (рис. 5, а, рис. 5, б).

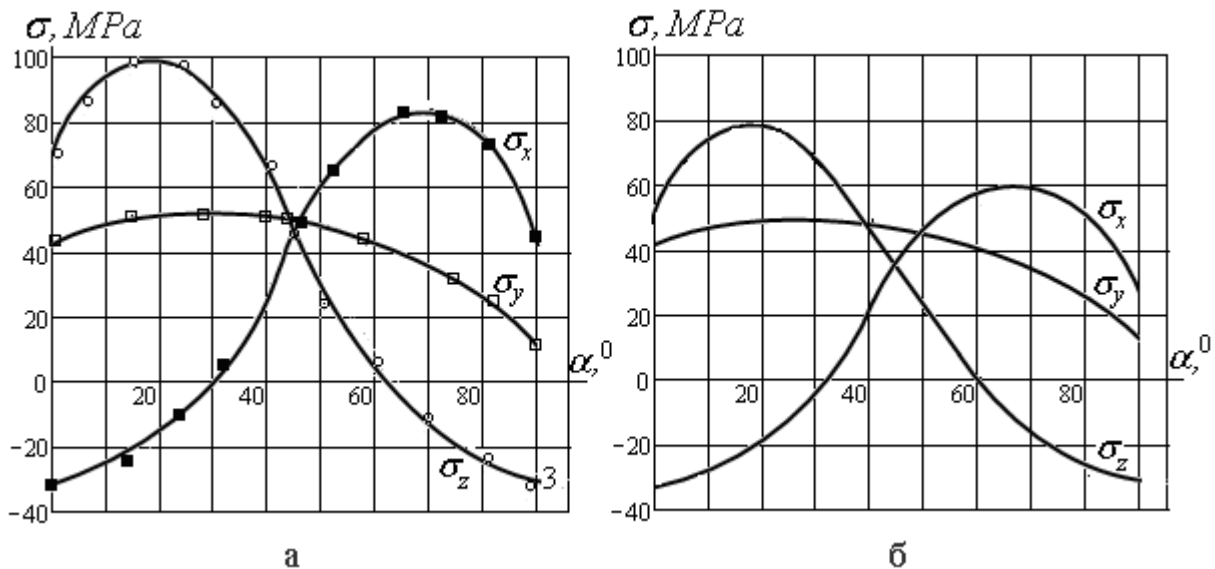


Рис. 5. Графік зміни осьових напружень при різних значеннях радіусів галтелі : а – при $r = 42 \text{ мм}$; б – при $r = 60 \text{ мм}$

В роботі було проведено дослідження впливу радіуса галтелі на величину напружень. При цьому значення радіуса галтелі варіювалося від 10 мм до 60 мм . Найменші значення еквівалентних напружень спостерігалися при радіусі галтелі 60 мм . Збільшення радіуса галтелі було неможливо за

рахунок конструктивних особливостей циліндра.

Подальше зменшення напружень в галтелі відбувалося за рахунок заглиблення галтелі в днище циліндра (як в [6]). Величини заглиблення змінювалися в межах $5 \text{ мм} \div 30 \text{ мм}$. Найменше максимальне



еквівалентне напруження ($\sigma_{екв} = 119 \text{ МПа}$) було отримано при радіусі галтелі 60 мм і заглибленні 10 мм (рис. 6, а).

Аналіз полів еквівалентних напружень і переміщень також дозволив встановити область з низьким рівнем $\sigma_{екв}$ та u в верхній

частині зони днища (рис. 3). Цей факт дозволив зменшити розміри верхньої частини зони днища. Зміна геометрії галтелі та зменшення розмірів верхньої частини днища не привели до суттєвого зменшення коефіцієнтів запасу міцності в зазначених областях (рис. 6, б) і дозволила зменшити масу циліндра.

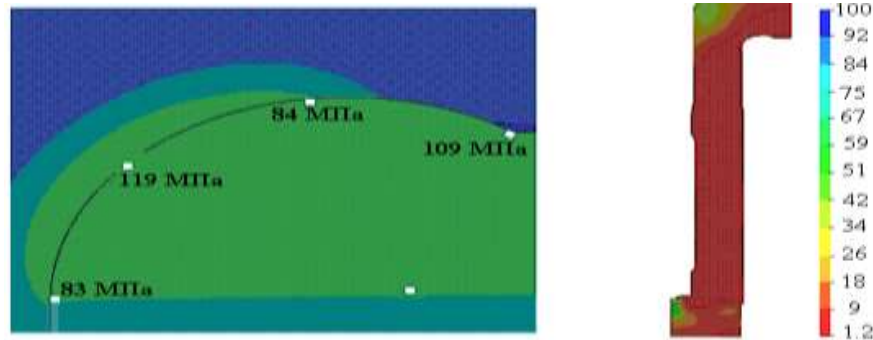


Рис. 6. Ізоповерхні еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ в галтелі днища (а) та коефіцієнтів запасу міцності n в поперечному перерізі (б) циліндра зі зміненою геометрією

Висновки. Дослідження НДС дозволило встановити три характерні зони циліндра: зони фланця, зони Ламе, зони днища. В кожній із зон знайдені області, в яких спостерігаються максимальні напруження та переміщення. Встановлено, що в зоні Ламе значення напружень та переміщень, обчислених за формулами Ламе та МСЕ, співпадають. Виявлено область галтелі, в якій спостерігаються однакові за величиною та знаком осьові напруження. Дослідження дозволило змінити геометрію циліндра, зменшити напруження в галтелі циліндра та його вагу.

Список використаних джерел

1. Сурков И. А., Моисеев А. П., Кулагин Д. А., Королев С. А. Устранение и причины разрушения донной части главных цилиндров мощных гидравлических прессов. *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением*. 2005. № 12. С. 36–38.
2. Калініченко П. М., Лимаренко О. М., Зяблов Ю. В., Напружений стан товстостінного циліндра з концентраторами. *Труди Одеського політехнічного університету*. 2006. Вып. 2(26). С. 1–4.
3. Анцифиров А. А., Кривошеин В. А., Зимов Д. В. Способ моделирования главного цилиндра пресса. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2017. Вып. 3. С. 1–10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1595>.

4. Лаптев А. М., Ткаченко Я. Ю., Диденко А. А., Оптимизация рабочего цилиндра гидравлического пресса усилием 50 МН *Обработка материалов давлением*. 2012. № 3(32). С. 204–207.

5. Сурков И. А., Моисеев А. П., Устранение причин и предупреждение разрушений цилиндров мощных гидравлических прессов. *Кузнечно-штамповочное производство*. 2004. № 5. С. 42–43.

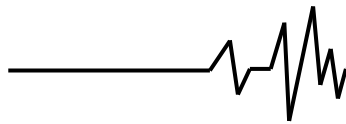
6. Корпус рабочего цилиндра мощного гидравлического пресса : пат. 2358873 РФ : МПК В30В 15/04. заявитель и патентообладатель ООО «Надежность плюс». № 20017128882; заявл. 27.07.2007; опубл. 20.06.2009, Бюл. № 16. 7 с.

7. Phalguna, B. N. Stress and failure analysis of thick walled cylinder with oblique Hole *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2017. Vol. 6. Issue 08. P. 36–45.

8. Mihai Ţalu D. L., Stefan Ţalu D. L., A finite element analysis of hydraulic cylinder of linear hydraulic motor from horizontal Hydraulic Press – 2 MN. *Journal of Engineering Studies and Research*. 2010. Vol. 16. No. 4. P. 59–62.

Список джерел у транслітерації

1. Surkov, I. A., Moiseyev, A. P., Kulagin, D. A., Korolev, S. A. (2005). Ustanovleniye i ustraneniye prichiny razrusheniya donnoy chasti glavnykh tsilindrov moshchnykh gidravlicheskiykh pressov. *Kuznechno-shtampovochnoye proizvodstvo. Obrabotka metallov davleniyem*. (12), 36–38. [in Russian].



2. Kalinichenko, P. M., Lymarenko, O. M., Zyblov, Yu. V. (2006). Napruzhenyy stan tovstostinnoho tsylindra z kontsentratoramy. *Trudy Odesskoho polytekhnicheskoho unyversyteta*. (2(26)), 1–4. [in Ukrainian].

3. Antsifirov, A. A., Krivoshein, V. A., Zimov, D. V. (2017). Sposob modelirovaniya glavnogo tsilindra gidravlicheskogo pressa. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii*. (3), 1-10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1595>. [in Russian].

4. Laptev, A. M., Tkachenko, Ya. Yu., Didenko, A. A. (2012). Optimizatsiya rabocheho tsilindra gidravlicheskogo pressa usiliyem 50 MN *Obrabotka materialov davleniyem*. (3 (32)), 204–207. [in Russian].

5. Surkov, I. A., Moiseyev, A. P. (2004). Ustraneniye prichin i preduprezhdeniye razrusheniya tsilindrov moshchnykh gidravlicheskikh pressov.

Kuznechno-shtampovoychnoye proizvodstvo. (5), 42–43. [in Russian].

6. Pat. 2358873 RF, MPK V30V 15/04. Korpus rabocheho tsilindra moshchnogo gidravlicheskogo pressa / Bespalov V. V., Blik F. S., Korolev S. A. i dr.; zayavitel' i patentoobladatel' OOO «Nadezhnost' plyus». – № 20017128882; zayavl. 27.07.2007; opubl. 20.06.2009, Byul. № 16. – 7 s.

7. Phalguna, B. N. Stress and failure analysis of thick walled cylinder with oblique Hole *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2017. Vol. 6. Issue 08. P. 36–45.

8. Mihai Ţalu D. L., Stefan Ţalu D. L., A finite element analysis of hydraulic cylinder of linear hydraulic motor from horizontal Hydraulic Press – 2 MN. *Journal of Engineering Studies and Research*. 2010. Vol. 16. No. 4. P. 59–62.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГЛАВНОГО ЦИЛИНДРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА

В статье исследовано напряженно-деформированное состояние цилиндра гидравлического пресса для изготовления крупногабаритных изделий из пластмасс с использованием программного комплекса конечно-элементного анализа. Установлено, что напряженно-деформированное состояние характеризуется общим и локальным неравномерным распределением напряжений и перемещений. Характер распределения напряжений, деформаций, перемещений, коэффициентов запаса прочности по длине цилиндра позволил условно разделить цилиндр на три характерные зоны: зоны фланца, зоны Ламе, зоны днища. В каждой из зон определены области, в которых наблюдаются наибольшие напряжения и деформации. Установлено, что максимальные эквивалентные напряжения, рассчитанные по энергетической теории прочности Губера-Мизеса, наблюдаются на внутренней поверхности цилиндра, а в зонах днища и фланца – в их галтелях. Сравнительный анализ напряжений и перемещений, определенных по формулам Ламе и методом конечных элементов, показал, что в зоне Ламе их значения существенно не отличаются. Проведенные исследования о влиянии радиуса, который изменялся в широком диапазоне, и угла галтели позволили установить область максимальных главных и эквивалентных напряжений и уменьшить их величины. Так как конструктивные особенности цилиндра не позволяли неограниченно увеличивать радиус галтели, поэтому на втором этапе исследований уменьшение напряжений достигалось за счет ее углубления в днище цилиндра. Расчеты позволили выявить область галтели, в которой действуют осевые напряжения растяжения, и определить угол

галтели, при котором осевые напряжения равны по величине и знаку. Исследование позволило изменить геометрию цилиндра, уменьшить напряжения в галтели цилиндра и его вес. Результаты исследования могут быть использованы при усовершенствовании существующих и проектировании новых гидравлических прессов, а также являются основой для дальнейших исследований.

Ключевые слова: гидравлический пресс, цилиндр, метод конечных элементов, галтель, элпюра, напряжение, деформация, перемещение.

RESEARCH OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE MAIN CYLINDER OF THE HYDRAULIC PRESS

In the article the stress-strain state of the main cylinder of the hydraulic press for the manufacturing of large-sized plastic products has been investigated using software of finite-element analysis. It is established that the stress-strain state is characterized by a general and local uneven distribution of stresses and displacements. The nature of the distribution of stresses, deformations, displacements, safety factors along the length of the cylinder allowed conditionally divide the cylinder into three characteristic zones: flange zone, Lamé zone, bottom zone. In each of the zones we found the areas in which the maximum stresses and strains are observed. It was found that the maximum equivalent stresses calculated according to the Huber-Mises energy theory of strength are observed on the inner surface of the cylinder, and in their fillets in the zones of the bottom and flange. A comparative analysis of the stresses and displacements determined by the Lamé formulas and the finite element method showed that in the Lamé zone their values do not change significantly. Studies on



the influence of the radius, which varied over a wide range, and the fillet angle, made it possible to establish the region of maximum principal and equivalent stresses and reduce their magnitude. The calculations revealed the fillet region in which the axial tensile stresses act and determine the fillet angle at which the axial stresses are equal in magnitude and sign. The study allowed to change

the geometry of the cylinder, reduce the stress in the cylinder fillet and its weight. The results of the study can be applied to improve the existing and design of new hydraulic presses of the chemical industry, as well as the basis for further research.

Key words: *hydraulic press, cylinder, finite element method, fillet, diagram, stress, strain, displacement.*

Відомості про авторів

Немчинов Сергій Ілліч – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри матеріалознавства, ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет» (пр. Гагаріна, 8, м. Дніпро, Україна, 49005, e-mail: sinonis@ukr.net).

Немчинов Сергей Ильич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры материаловедения, ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет» (пр. Гагарина, 8, г. Днепр, Украина, 49005, e-mail: sinonis@ukr.net).

Nemchnov Serhii – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Material Sciences, SHEI Ukrainian State University of Chemical Technology (8, Gagarin avenue, Dnipro, Ukraine, 49005, e-mail: sinonis@ukr.net).

Начовний Ілля Іванович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри машинобудування та інженерної механіки, ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет» (пр. Гагаріна, 8, м. Дніпро, Україна, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).

Начовный Илья Иванович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машиностроения и инженерной механики, ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет» (пр. Гагарина, 8, г. Днепр, Украина, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).

Nachovnyy Ilya – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Engineering Mechanics, SHEI Ukrainian State University of Chemical Technology (8, Gagarin avenue, Dnipro, Ukraine, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).

Христенко Олександр Володимирович – інженер кафедри обладнання хімічних виробництв, ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет» (пр. Гагаріна, 8, м. Дніпро, Україна, 49005, e-mail: khristenko_av@ukr.net).

Христенко Александр Владимирович – инженер кафедры оборудования химических производств, ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет» (пр. Гагарина, 8, г. Днепр, Украина, 49005, e-mail: khristenko_av@ukr.net).

Khristenko Alexander – engineer of the Department of Chemical Production Equipment, SHEI Ukrainian State University of Chemical Technology (8, Gagarin avenue, Dnipro, Ukraine, 49005, e-mail: khristenko_av@ukr.net).

Бабенко Василь Григорович – старший викладач кафедри прикладної механіки, ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет» (пр. Гагаріна, 8, м. Дніпро, Україна, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).

Бабенко Василий Григорьевич – старший преподаватель, ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет» (пр. Гагарина, 8, г. Днепр, Украина, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).

Babenko Vasyi – art. Lecturer of the Department of Applied Mechanics, SHEI Ukrainian State University of Chemical Technology (8, Gagarin avenue, Dnipro, Ukraine, 49005, e-mail: decan_meh@ukr.net).