

підвищенням його на границі зон розплаву та завантаження (на віддалі 400 мм від кінця шнека). Для поліетилену ПЕВТ при малих значеннях $d = 0,11 - 0,17$ мм P_{\max} має найвище значення (110 МПа) на віддалі 80 мм від кінця зони розплаву з подальшим рівномірним розподілом по довжині. При зазорах від 0,27 до 0,74 мм існує тенденція збільшення P_{\max} в зонах найбільш віддалених від кінця шнека [5].

При переробці полістиролу ПСМ при зазорах $d = 0,11 - 0,17$ мм тиск P_{\max} має рівномірний розподіл по довжині зони розплаву і досягає значення 80 МПа. Збільшення зазору d від 0,27 до 0,96 мм викликає перерозподіл тиску по довжині циліндра з його поступовим збільшенням при наближенні до зони завантаження.

Висновки

Зазор між шнеком і циліндром термопластавтоматів має великий вплив на його експлуатаційні характеристики.

1. Продуктивність термопластавтоматів зменшується, а енергетичні витрати збільшуються зі збільшенням зазору у випадку, якщо час циклу $t_{\text{ц}}$ більший часу охолодження виробу, і тим більше, чим менша в'язкість розплаву і більший тиск в період завантаження і пластикації.

2. Крутильний момент на шнеку термопластавтомату ДБ 3328 має мінімальне значення при оптимальному значенні зазору 0,17-0,27 мм і збільшується з відхиленням зазору від оптимального.

3. Розподіл тиску в матеріальному циліндрі в зоні розплаву по її довжині залежить від величини зазору між шнеком і циліндром та в'язкості розплаву. Зі збільшенням зазору збільшується тиск на ділянках, що найбільш віддалені від кінця шнека, та збільшується нерівномірність його розподілу по довжині циліндра.

Література

1. Каплун Я.Б. Формующее оборудование экструдеров / Я.Б. Каплун, В.С. Ким // М.: Машиностроение – 1969. – 159 с.
2. Зверлин В.Г. Исследование предельного допустимого износа рабочих органов червячных прессов // Химическое и нефтяное машиностроение – 1982. – № 9. – С. 20-22.
3. Каплун В.Г. Дослідження зносу і тиску в матеріальному циліндрі термопластавтоматі при переробці пластмас / В.Г. Каплун, П.В. Матвіїшин, В.А. Гончар // Проблеми трибології (Problem of Tribology). – 2007. – № 3. – С.25-29.
4. Каплун В.Г. Исследование шнека термопластавтомата на устойчивость с применением ЭВМ / В.Г. Каплун, В.Б. Рудницкий, В.Д. Леськив, Л.А. Силина, Б.С. Волинский // Инф. Матер. АН УССР, Киев.: наук. Думка, 1979. – С. 26-27.
5. Каплун В.Г. Дослідження працездатності і надійності термопластавтомата ДБ 3328 при переробці пластмас / В.Г. Каплун, П.В. Матвіїшин, В.А. Гончар // Вісник Хмельницького національного університету – 2008. – № 4. – С. 87-91.
6. Силин В.А. Динамика процесса переработки пластмасс в червячных машинах // М.: Машиностроение. – 1972. – 150 с.

Надійшла 8.5.2010 р.

УДК 621.84.6

О.В. МОКШИНА, О.М. РЯБЧИКОВ
Українська інженерно-педагогічна академія, м.Харків

ПРОБЛЕМИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ І ОПТИМІЗАЦІЇ СПІВВІСНИХ ВАЛІВ ШВЕЙНИХ МАШИН

Розроблено метод визначення профілів і поверхонь співвісних порожнистих валів швейних машин на основі застосування сучасних комп'ютерних моделей. Наведено методику комп'ютерного моделювання і розрахунку. Проведено порівняння аналітичного методу розрахунку деформацій порожнистих валів з методом кінцевоелементного аналізу. Наведено приклад розрахунку порожнистих валів в системах Ansys Worckbench 12.0 та MathCAD 13.0.

A method of determination of profiles and surfaces of coaxial hollow shaft of sewing machines through the use of modern computer models is developed. The method of computer simulation and calculation is showed. A comparison of the analytical method of calculating the deformation of hollow shafts with the finite element method of analysis is worked out. An example of calculation of hollow shafts in the system Ansys Worckbench 12.0 u MathCAD 13.0 is showed.

Ключові слова: порожнистий вал, профіль деформацій, комп'ютерне моделювання, кінцевоелементний аналіз.

Постановка задачі

У швейному обладнанні часто зустрічаються елементи, які передають кручення від двигуна до механізму, що і приводить в рух робочі органи швейної машини. Так, у будь-якій швейній машині присутній

головний вал 1 (рис. 1). Як правило, в машинах присутні деякі проміжні вали 2, вал подачі матеріалу 3, човниковий вал 4, вал підйому матеріалу 5.

У деяких випадках компонованням швейної машини може бути передбачено розміщення одного валу всередині іншого. Найчастіше це необхідно в механізмах човника машин зигзагоподібного стібка [1]. У цьому випадку один з валів виконується пустотілою, а інший, цілісний, розміщується в середині.

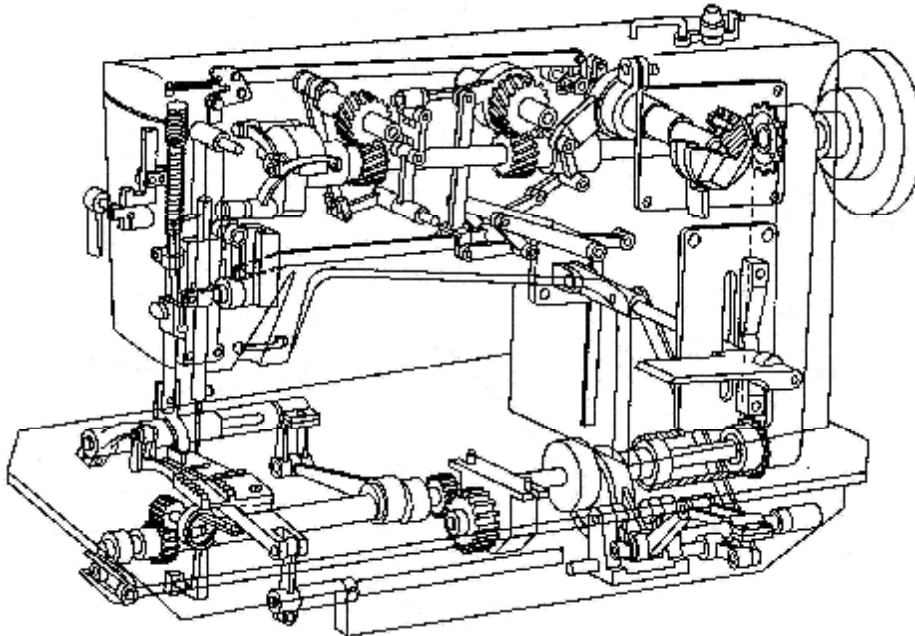


Рис. 1. Швейна машина зигзагоподібного стібка

Аналіз досліджень та публікацій, виділення невирішених частин

Для того, щоб підрахувати величини деформацій таких валів, знайти найбільш вигідні місця їх закріплення, обчислити їх габаритні розміри і т.д. В даний час застосовуються аналітичні методи. Але завдання поступово ускладнювалися, вже висувалися проекти, в яких використовуються пустотілі вали, що складаються з чотирьох і більше валів [2]. Теорія розрахунку співвісних багат шарових валів розвинута недостатньо. В основному використовуються аналітичні методи [3, 6], які вимагають досить великого часу і ресурсів. Аналітичні методи для таких валів хоч і придатні, але дають велику похибку. І їх вигідно замінити методами кінцевоелементного аналізу. У той же час відомі кінцевоелементні методи [4, 5] не завжди придатні для розв'язання конкретних задач.

Формулювання цілей

У даній роботі розглянуто кінцевоелементний аналіз співвісних багат шарових валів для швейних машин в системі Ansys Workbench 2.0 з метою визначення доцільності їх використання в порівнянні з аналітичними методами.

Спочатку наведемо схему чотиришарового валу.

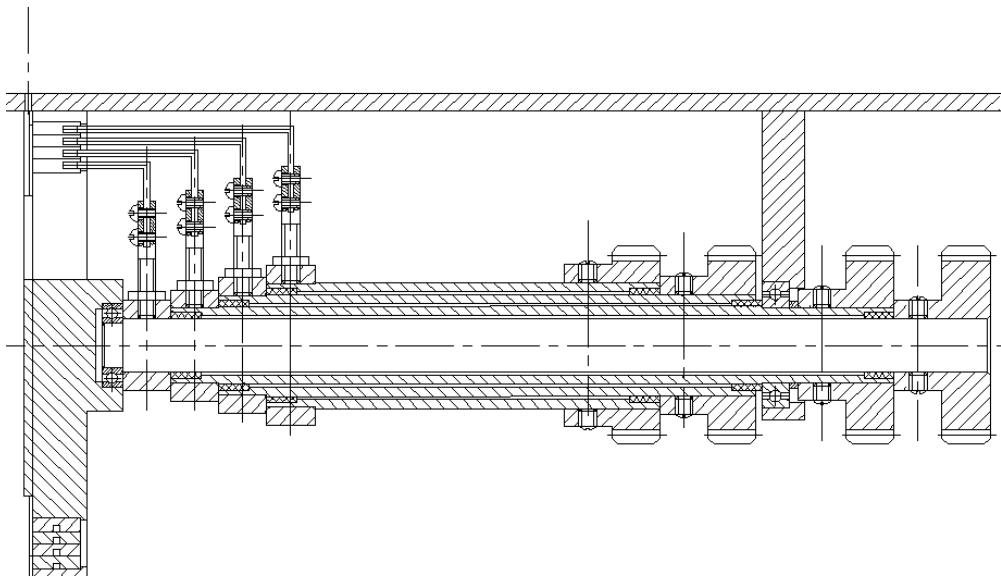


Рис. 2. Схема вала з чотирма шарами

Як видно зі схеми, кожен вал отримує навантаження від човника. Крім того на четвертому валу встановлено шарикопідшипник. Друга точка опори може змінюватися, і повинна бути обчислена. Її місце розташування необхідно обчислити з точки зору мінімальної деформації всіх валів. Крім того вали сполучен один з одним за допомогою підшипників.

В результаті отримуємо наступну розрахункову схему.

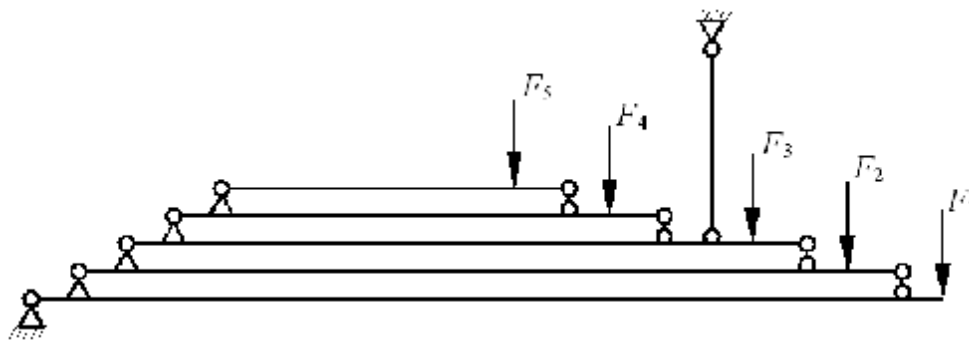


Рис. 3. Розрахункова схема вала з чотирма шарами

Система Ansys WorkBench являє собою інтегровану систему. До її складу входять безліч різних компонентів, які дозволяють створити геометрію, автоматично згенерувати сітку, виконати різні види аналізу.

Великою перевагою системи є те, що різні види аналізу можуть бути взаємопов'язані між собою. Наприклад, на наведеному малюнку статичний і модальний використовують одну й ту саму геометрію. Так само можна вчинити і з сіткою (Model), і з навантаженнями.

Для розрахунку багатошарового вала оберемо тип аналізу Static Structural. Це найбільш вигідний тип аналізу в даному випадку, тому що все навантаження можна привести до статичних.

Для створення геометрії в системі є власний моделлер. Для його запуску досить двічі натиснути на закладку Geometry. Крім того підтримується імпорт з більшості сучасних CAD систем. Для імпорту з форматів Catia, ProEngineer, UniGraphics ці системи повинні бути зареєстровані в системі.

Створимо спрощену модель валів у зручному середовищі (нами обраний Solid works). Для розрахунку необхідно створити чотири вали і чотири підшипника, які б забезпечували їх зв'язок.

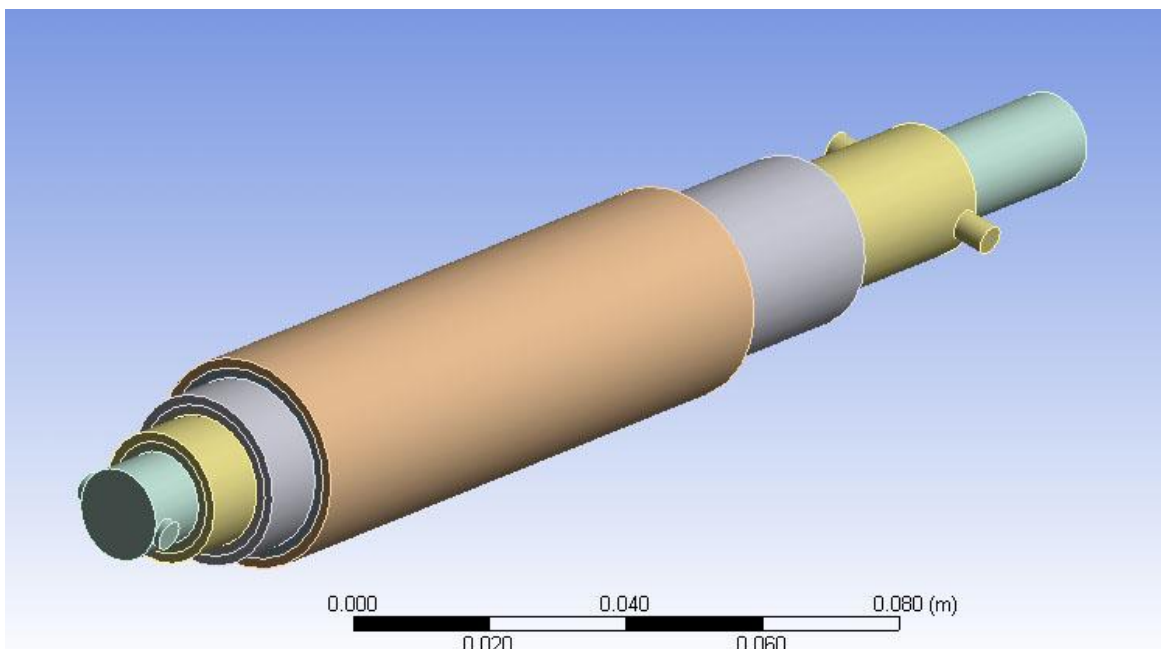


Рис. 3. Модель вала в Solid Works

При вставці геометрії з Solid Works, слід звернути увагу на наступне. Середовище не підтримує імпорту геометрії з Solid Works версії нижче 2007. Тому, якщо версія нижче, її слід відновити. Імпорт геометрії відбувається досить просто й наочно. Можливий імпорт не тільки окремих деталей, але і збірок цілком. При цьому система Ansys автоматично створює ті місця, де деталі взаємодіють одна з одною. Пізніше їх можна буде відредагувати.

Після імпорту геометрії ми можемо приступити до завдання фізичних властивостей і взаємозв'язків.

Для цього необхідно включити вкладинку Model, після чого відбувається перехід до системи Ansys Mechanical. Для початку варто обрати матеріал, з якого виготовлена кожна з деталей. (Для валів обирається Structural Steel, для підшипників необхідний Plastic).

Для вибору матеріалу необхідно обрати відповідний об'єкт і поставити його властивості. (Матеріал задається у вкладці Material пункт Assignment. Потрібний матеріал слід обрати у спливаючому вікні. Бібліотека матеріалів задається в пункті Engineering Data при створенні проекту Workbench). Крім матеріалу, можна задати його момент інерції, систему координат, показати стискається матеріал чи ні.

Для нашого завдання вимагається тільки обрати потрібні матеріали для валів і підшипників, в інших випадках нам підійдуть значення згенеровані системою. Але все ж таки бажано перевірити чи правильно знайдений центр мас. Для цього слід вибрати елемент за допомогою правої клавіші миші і обрати пункт Insert-> mass center. Система вкаже поточне розташування центру мас, і у випадку, якщо він розташований не там, де потрібно, його можна перемістити.

Тепер перейдемо до взаємозв'язків деталей (connections). Слід перевірити чи всі з'єднання, які були на складанні правильно перенеслися, додати відсутні і видалити не потрібні.

Щоб додати у розкритому меню обираємо Insert – Manual Contact Behaviour. Зазначаємо тип і межі, які контактують. Можна обрати або симетричну поведінку контакту граней, або асиметричну. Для всіх областей валів, що контактують підійде «симетрична поведінка».

Для створення сітки в Ansys WorkBench є два автономних модуля. Icem CFD і Tgrid. У систему може бути впроваджений тільки один з них, наприклад в цьому релізі працював тільки модуль Icem CFD.

Icem CFD і TGrid мають великий набір опцій для створення призматичних шарів. Призматичні шари можуть бути згенеровані навіть для поверхневих сіток великої розмірності. Кожен пакет має свої характерні особливості при генерації внутрішніх призматичних шарів: TGrid спочатку створює призматичні шари, а потім генерує сітку на основі тетраедрів, а Icem CFD розбиває модель на тетраедри і тільки потім створює призматичні шари.

Користувач може генерувати значну кількість шарів навіть в таких проблемних місцях, як вузькі зазори або при перетині поверхонь під дуже гострим кутом.

Для цього в TGrid існує опція Proximity Detection, яка автоматично стискає призматичні шари відповідно до топології та геометрії. Аналогічну функцію в Icem CFD виконує опція Auto Reduction. Для контролю якості елементів у подібних випадках краще використовувати критерій Skewness, значення якого не повинні перевищувати порядку 0.2-0.3.

У Icem CFD після генерації призм можна змінити висоту першого призматичного елемента у стінки. Крім того, використовуючи команду Split Mesh, можна змінити число призматичних шарів. Після їх створення доступні два методи (при фіксованому числі шарів):

- Fix Ratio: завдання коефіцієнта зростання (відношення висоти N-го елемента до N-1);
- Fix Initial Height: завдання висоти першого елемента.

У нашому випадку для створення сітки в пункті Mesh необхідно обрати Generate Mesh. Для першого розрахунку задаються більш великі комірки сітки. Тип елементів повинен відповідати обраному параметру розрахунку в нашому випадку – Standart Mechanical.

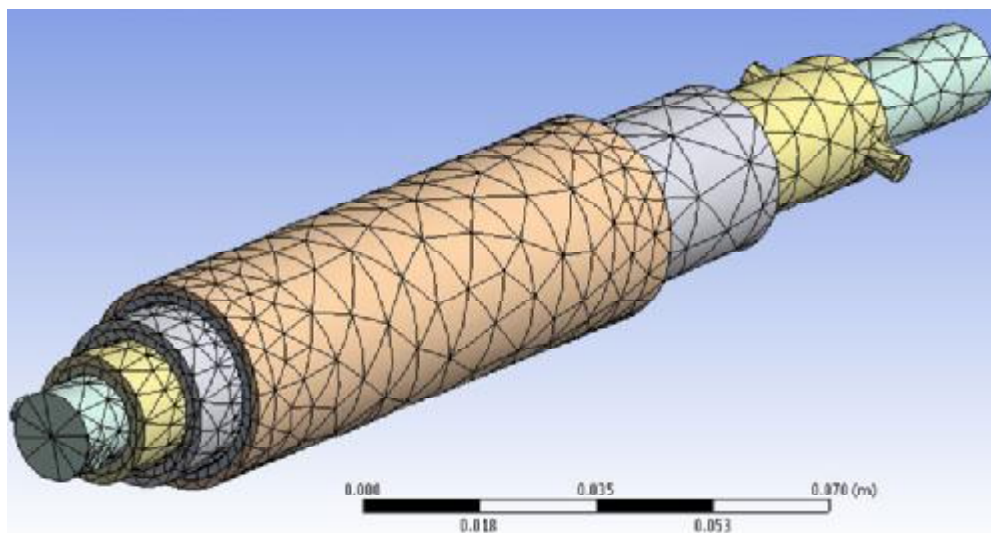


Рис. 6. Кінцевоелементна сітка багатшарового валу

Для того щоб побачити деформацію валу в результатах, нам треба додати наступні пункти: Total Deformation, крім того бажано побачити порядок навантажень. Таким чином додаються результати Stress.

Можна приступати до розрахунку. Для типу Static Structural (на відміну від інших) немає необхідності ставити якісь особливі параметри для розв'язувача. Для початку розрахунку слід вибрати пункт Solve.

Час розрахунків може залежати від багатьох факторів: параметрів комп'ютера, розмірів сітки, версії Ansys. На комп'ютері Intel Core 2 Duo 3.4, з 2 Гб оперативної пам'яті, з автоматично згенерованою сіткою, і 12 версією програми розрахунок тривав близько 3 хвилин. За заявами розробників вирішувач 12 версії працює на 20 – 30 відсотків швидше ніж вирішувач 10, 11 версій.

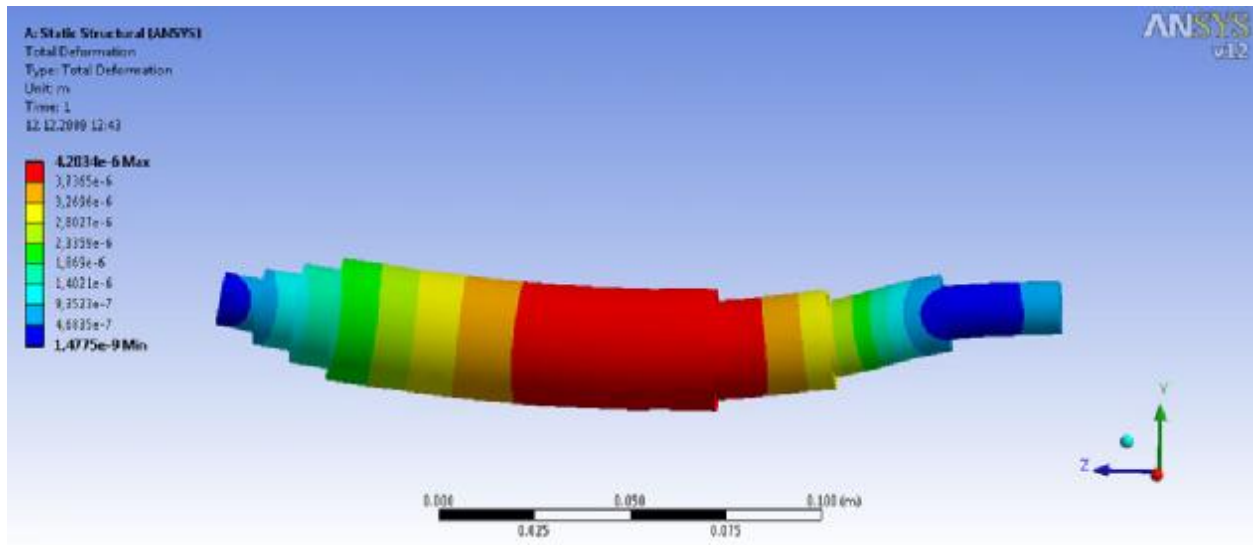


Рис. 7. Результат розрахунку в Ansys Workbench

Результати розрахунку подібного валу в аналітичному середовищі, обчислені за допомогою MathCAD 13.0, наведені на рис. 8. На малюнку наведена питома координата, віднесена до довжини внутрішнього валу, і питомий прогин, віднесений до жорсткості внутрішнього валу.

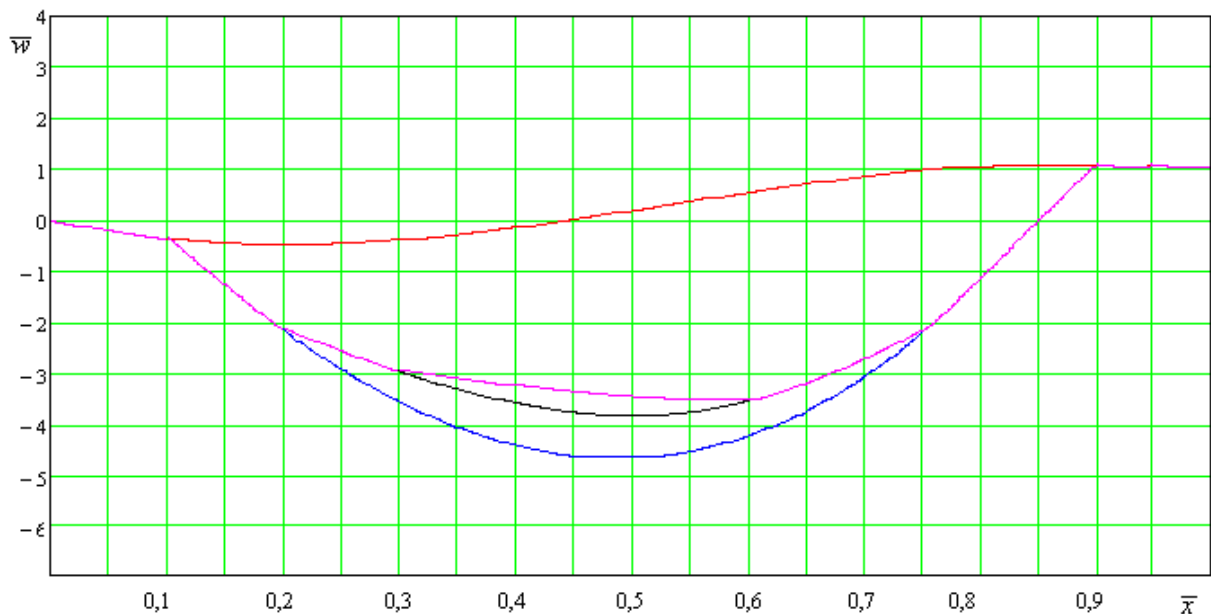


Рис. 8. Профілі прогинів, одержані аналітичним методом

Висновки

У ході проведеної роботи було проведено порівняння аналітичного методу розрахунку деформації порожнистих валів з методом кінцевоелементного аналізу. Був наведений приклад розрахунку порожнистих валів в системах Ansys Workbench 12.0 та MathCAD 13.0.

При порівнянні результатів можна помітити, що різниця в значеннях незначна. Але прийнято вважати, що метод кінцевих елементів дає меншу похибку, ніж аналітичні методи. При цьому розрахунок у системі Ansys виконується простіше та наочніше. На цій підставі можна зробити висновок про необхідність зміни аналітичних методів порожнистих валів, що зараз застосовуються методами розрахунку за допомогою кінцевих елементів. На наступному кроці дослідження можливості застосування методу кінцевих елементів для розрахунку деформації порожнистих валів необхідно обчислити похибку даного методу і порівняти її з похибкою аналітичного методу.

1. Франц В.Я. Оборудование швейного производства. – М.: Издательский центр «Академия». – 2002. – 48 с.
2. Рябчиков Н.Л. Теоретичне обґрунтування і експериментальна перевірка утворення одностіткового човникового стібка // Вісник Східноукраїнського національного університету. № 1 [107]. – 2007. – С. 360-364
3. Рябчиков М.Л., Дейнека І.Г., Сапронова С.Ю. Розрахунок і конструювання машин легкої промисловості. Курсове проектування // Харків-Луганськ: МОН України. УПА, СЧУ ім. Даля. – 2005. – 116 с.
4. Голованов А.И. Метод конечных элементов в статике и динамике тонкостенных конструкций. М.: Физматлит – 2006. – 392 с.
5. Крылов О. В. Метод конечных элементов и его применение в инженерных расчетах М.: Радио и связь. – 2002. – 104 с.
6. Рябчиков М.Л., Пашенко А.М. Підвищення навантажувальної здібності зубчастих передач методами гідродинамічного регулювання несучими валами // Вестник национального технического университета "ХПИ". Харьков: НТУ "ХПИ". – 2004. – № 44. – С.56-61

Надійшла 4.5.2010 р.

УДК 620.178.1

В.С. ПАВЛОВ

Хмельницький національний університет

В.І. ЄВДОКИМЕНКО

Хмельницький університет економіки і підприємництва

ВИДИ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ

Запропоновано поняття "віртуальний" і "дійсний" напружені стани. Встановлено залежності між їх параметрами.

A concept is offered the "virtual" and "actual" is tense the states. Dependences are set between their parameters.

Ключові слова: напруження, напружений стан, тензор напружень.

Вступ

При розрахунку деталей на міцність використовують поняття "напруження" і "напружений стан". *Напруження* – це міра інтенсивності внутрішніх сил, що виникають під дією зовнішніх впливів [1, с.324].

Примітка. Одиниця напруження в системі СІ – "паскаль" (Па). $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. В техніці використовують одиницю напруження "мегапаскаль" (МПа). $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ Н/мм}^2$.

Повне напруження ρ , що діє по елементарній площинці, виділеній в околі деякої точки, можна розкласти на складові: нормальне напруження σ і дотичне τ .

$$\rho = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

Сукупність напружень, що діють в усіх площинках, проведених через точку, називається *напруженим станом*.

Напружений стан в точці повністю визначається напруженнями по трьох взаємно перпендикулярних площинках. Тобто за цими напруженнями можна визначити напруження в будь-якій площинці, проведеної через цю точку [2, с.169].

По кожній з трьох взаємно перпендикулярних площинок діють три напруження: нормальне і дві складові дотичного напруження, паралельних відповідним координатним осям. Ці дев'ять напружень, записані у вигляді квадратної матриці (у кожному рядку – напруження по одній з площинок, у кожному стовпчику – напруження, що діють паралельно одній з координатних осей) називаються *тензором напружень*.

В околі довільної точки деталі при довільному навантаженні можна виділити, принаймні, один елемент у вигляді прямокутного паралелепіпеда, гранями якого є площинки, де відсутні дотичні напруження [2, с.154].

Такі площинки називаються *головними*, а нормальні напруження в цих площинках – *головними напруженнями*.

Головні напруження мають властивість екстремальності. Одне з них є найбільшим (в алгебраїчному розумінні) напруженням з усіх можливих, друге – проміжним, третє – найменшим.

Найбільше головне напруження має індекс "1", найменше – "3".

$$S_1 \geq S_2 \geq S_3. \quad (1)$$

Наприклад, якщо головні напруження дорівнюють 200 МПа, 100 МПа і 0, то згідно із (1) їх слід позначити: