

УДК 621.941.2-229.323

**Ю. Кузнєцов<sup>1</sup>, докт. техн. наук; В. Волошин<sup>2</sup>, канд. техн. наук;  
Фарук Ель Дахабі<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>*Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”*

<sup>2</sup>*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОРПУСА ВИСОКОШВИДКІСНОГО ТОКАРНОГО ПАТРОНА МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

*Наведено результати теоретичного дослідження напружено-деформованого стану корпусу високошвидкісного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил зрівноважувальними вантажами методом скінченних елементів. Приведено картини напружено-деформованого стану елементів корпусу патрона та залежність максимальних напружень, визначених за гіпотезою Ріхарда Фон Мізеса, від частоти обертання. Встановлено допустимі частоти обертання високошвидкісного токарного патрона, обмежені міцністю корпусу, виготовленого із різних марок сталей.*

Інструментальні матеріали, які сьогодні використовуються для виготовлення різальної частини інструменту для токарної обробки, забезпечують швидкості різання 400–1000 м/хв і більше [1]. Значний прогрес в області приводів головного руху токарних верстатів нового покоління, зумовлений використанням мехатронних привідних систем, що поєднують в собі виконавчий та привідний органи в одному вузлі (моторшпинделі), дозволяє в значній мірі використовувати наявні різальні можливості інструментальних матеріалів. Але підвищення частот обертання обмежується затискною системою, оскільки відцентрові сили, що розвиваються основними і накладними кулачками, можуть призвести до неконтрольованого затиску.

На практиці використовується ряд способів компенсації відцентрових сил у затискних патронах [2], серед яких найбільше розповсюдження отримали механізми компенсації у вигляді зрівноважувальних вантажів і важільної системи завдяки їх простоті і надійності. Для таких патронів з відповідним типом кулачків можна підібрати масу зрівноважувальних вантажів так, що спад сили затиску при збільшенні частоти обертання практично буде відсутнім, а допустима частота обертання буде обмежуватися лише міцністю елементів затискного патрона.

З цієї точки зору, актуальними є питання оцінки напружено-деформованого стану корпусів затискних патронів з механізмами компенсації відцентрових сил зрівноважувальними вантажами як функції частоти обертання та визначення граничних частот обертання з умови міцності.

Експериментальному дослідженню міцності корпусів затискних патронів присвячені роботи [3, 4]. В них наведені результати визначення критичних частот обертання затискних патронів на спеціальних стендах. Частота обертання збільшувалась поступово до значень, при яких відбувалося руйнування корпусу патрона. Теоретичне визначення критичних частот обертання затискного патрона [4] зводилося до розв'язання так званої плоскої задачі теорії пружності, де корпус патрона розглядався як сукупність дисків малої товщини, без врахування інших конструктивних елементів, що не дає повного уявлення про розподіл напружень в корпусі затискного патрона.

Метою роботи є встановлення картини напружено-деформованого стану корпусу високошвидкісного затискного патрона (ВШЗП) при дії відцентрових сил та встановлення допустимої частоти обертання, що обмежується його міцністю.

Для теоретичного дослідження напружено-деформованого стану корпусу ВШЗП використано метод скінченних елементів (МСК), який є одним із найрозповсюдженіших в техніці числових методів вирішення задач теорії пружності

завдяки таким властивостям, як універсальність, хороша алгоритмізованість, хороша чисельна стійкість МСК-алгоритмів.

Ідея МСК полягає в тому, що область зміни шуканих функцій, яка підлягає дослідженню, розділяється на ряд підобластей простої форми [5]. Шукані функції апроксимуються в границях кожної підобласті поліномами так, що коефіцієнти апроксимуючих поліномів виражаються через значення шуканих функцій в скінченному числі так званих вузлових точок підобласті. Підобласть з вибраними вузловими точками називається скінченим елементом. Визначення шуканих функцій у вузлах сітки скінчених елементів, по суті, є вирішенням задачі.

При використанні МСК для вирішення задачі про напружено-деформований стан корпусу ВШЗП суцільне пружне тіло замінюється сукупністю окремих скінчених елементів, зв'язаних між собою у вузлових точках. Між вузловими зусиллями  $\{R\}$  і вузловими переміщеннями  $\{q\}$  існує залежність:

$$\{R\} = [K]\{q\}, \quad (1)$$

де  $\{R\}$  і  $\{q\}$  – вектор-стовпці вузлових зусиль і переміщень;  $[K]$  – матриця жорсткості, що визначає пружні властивості елемента, що розглядається.

Повний цикл аналізу напружено-деформованого стану корпусу ВШЗП за допомогою розрахункового програмного комплексу MSC Nastran for Windows включає наступні етапи: розробку геометричної твердотільної моделі; задання характеристик матеріалів; вибір типу скінчених елементів і ввід їх параметрів; розбиття геометричної моделі на скінченні елементи; задання граничних умов, що накладаються на корпус ВШЗП, та формування системи навантажень; перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі; моделювання напружено-деформованого стану; аналіз результатів моделювання.

Геометрична модель корпусу ВШЗП (рис.1) створена за допомогою засобів, що базуються на геометричному ядрі твердотільного моделювання. Розроблена твердотільна модель враховує практично всю геометрію реальної конструкції.

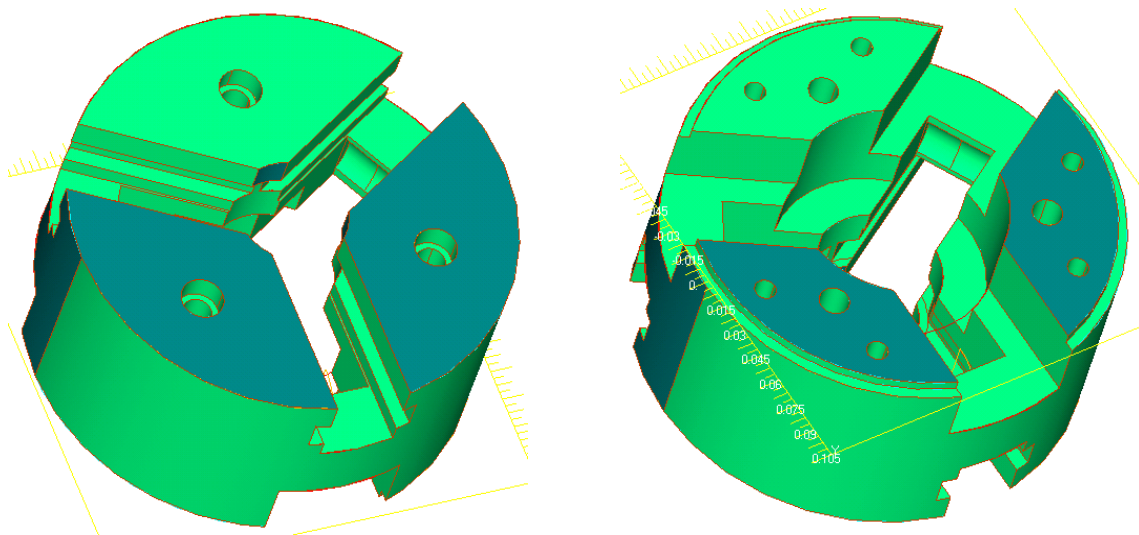


Рисунок 1 - Твердотільна геометрична модель корпусу ВШЗП

Генерація скінченно-елементної сітки здійснена автоматично з використанням опцій керування її параметрами, які дозволяють встановити розмір скінченного елемента, коригування сітки на складних ділянках та ін. Геометрія корпусу ВШЗП описана сіткою тетрадральних скінчених елементів (рис.2), кількість яких становить 12648. Використані десятивузлові тетрадральні скінченні елементи, які забезпечують

другий порядок апроксимації, що дозволяє краще описувати криволінійні границі і забезпечує високу точність розрахунку.

Після створення скінченно-елементної сітки задані граничні умови, роль яких при статичному розрахунку виконують закріплення корпусу ВШЗП.

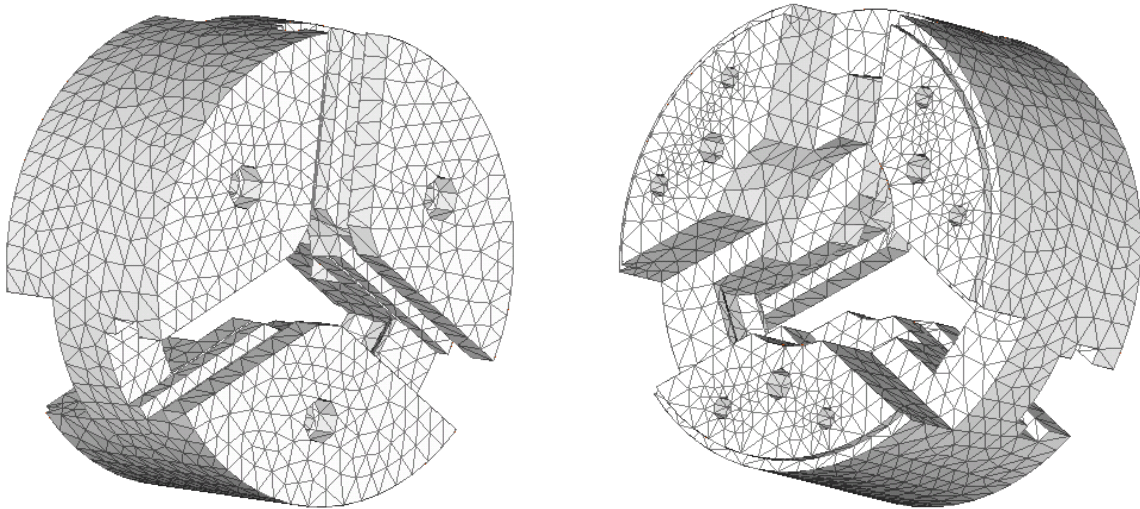


Рисунок 2 - Згенерована скінченно-елементна сітка корпусу ВШЗП

На корпус ВШЗП в процесі обертання діють зовнішні об'ємні навантаження, викликані відцентровими силами інерції.

Моделювання напружено-деформованого стану проводилося в діапазоні частот обертання ВШЗП 0–11000 об/хв. Результатами моделювання корпусу ВШЗП, навантаженого силами інерції, що викликані кінематичною дією (рис.3), є еквівалентні напруження в елементах корпусу.

Значення еквівалентних напружень розраховувались за гіпотезою енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (2)$$

де  $\sigma_x = \sigma_{11}, \sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}, \tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}, \tau_{zx} = \sigma_{31}$  – компоненти тензора напружень в розглядуваній точці елемента корпусу ВШЗП.

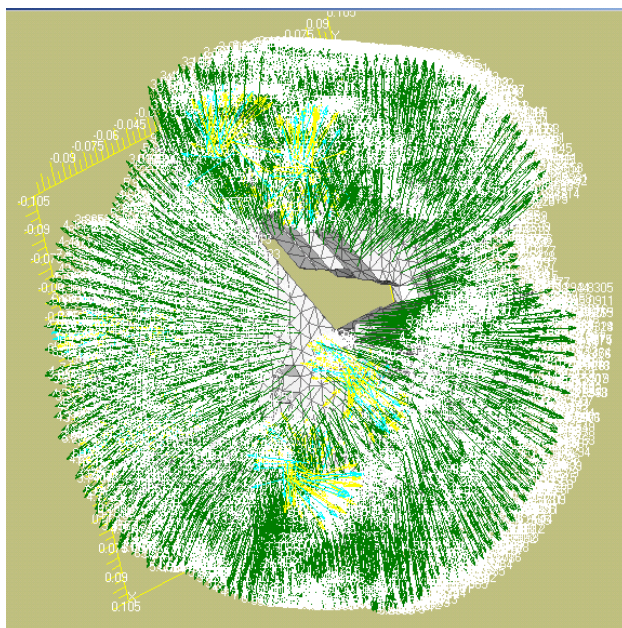


Рисунок 3 - Корпус ВШЗП з відображеними силами інерції

Картина напруженого стану корпусу ВШЗП, отримана в результаті моделювання при частоті  $n = 3000$  об/хв, наведена на рис.4, де показані елементи корпусу, в яких виникають найбільші еквівалентні напруження. На рис.5 наведено графік розрахункових величин еквівалентних напружень по вузлах скінченно-елементної сітки. Аналогічно проведено моделювання для решти частот обертання.

Із отриманих результатів випливає, що найбільші напруження виникають в елементах корпусу між заглибленнями під

важелі переміщень кулачків і пазами кулачків. Це пояснюється тим, що в результаті виконання пазів з напрямними кулачків отримуються три консольні сегменти, які в процесі обертання ВШЗП стараються під дією відцентрових сил повернутися відносно умовної площини їх закріплення.

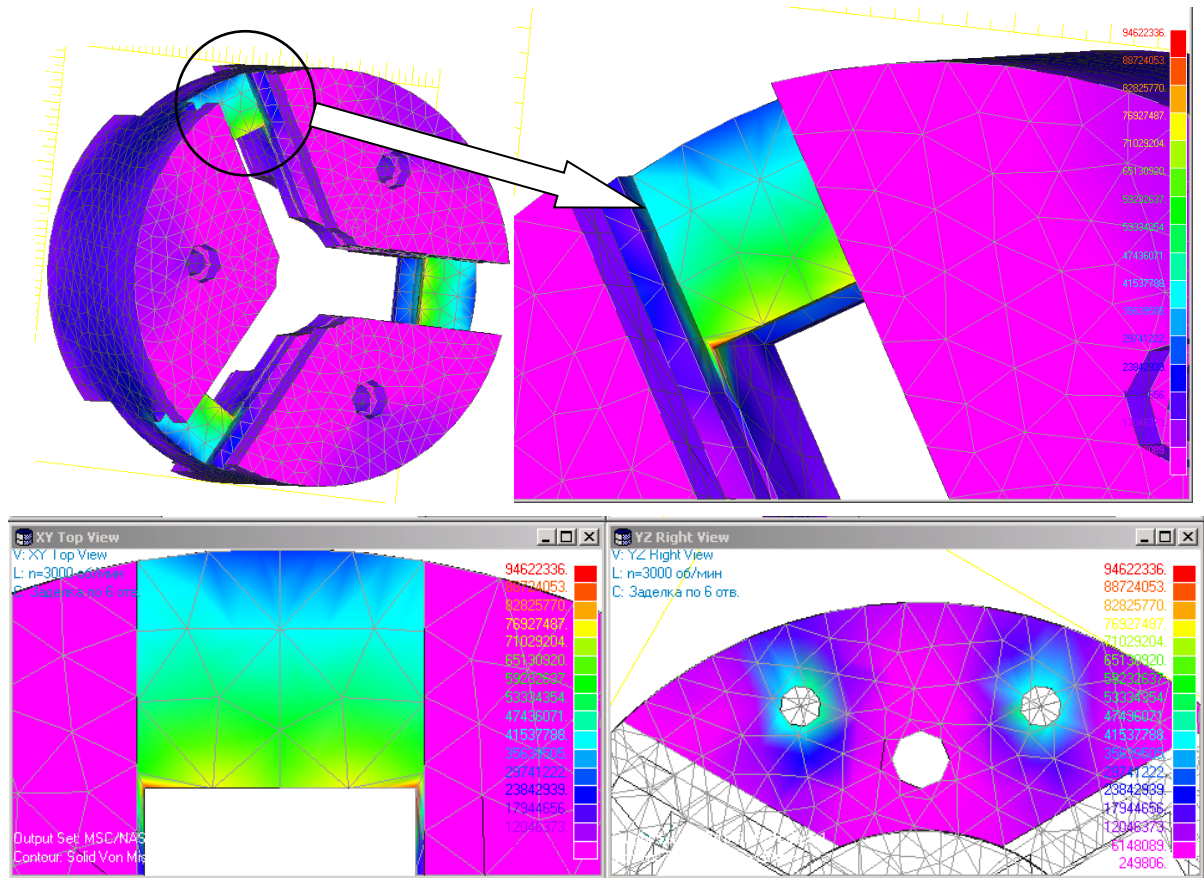


Рисунок 4 - Картина напружено-деформованого стану корпусу ВШЗП при частоті обертання  $n = 3000$  об/хв

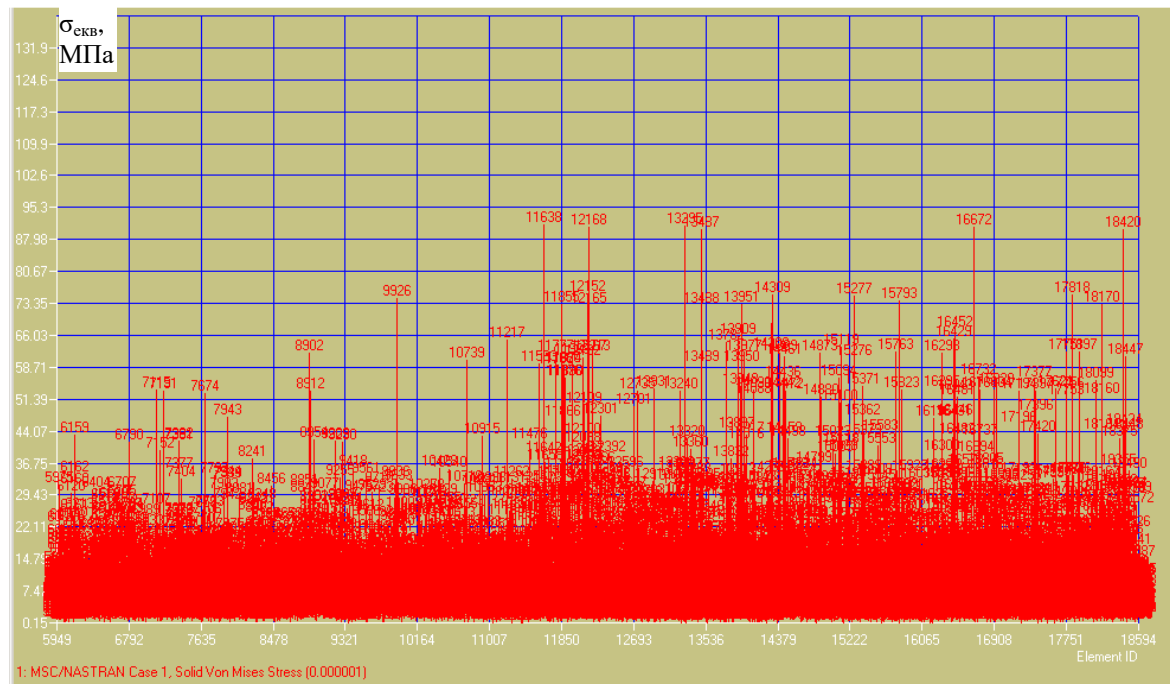


Рисунок 5 - Розподіл еквівалентних напружень по вузлах скінченно-елементної сітки

В результаті обробки даних за результатами моделювання отримана квадратична залежність максимальних еквівалентних напружень, що виникають в елементах корпусу ВШЗП від частоти обертання:

$$\sigma_{\text{екв. макс}} = 1,048 \cdot 10^{-5} n^2, \quad (3)$$

де  $n$  – частота обертання ВШЗП.

Допустима частота обертання, обмежена міцністю корпусу ВШЗП, виготовленого із різних марок сталей наведена в табл. 1.

Таблиця 1 - Допустима частота обертання, обмежена міцністю ВШЗП

Матеріал	$n_{\text{дон}}$ , об/хв	Матеріал	$n_{\text{дон}}$ , об/хв
Сталь 45	8950	Сталь 40ХН	9770
Сталь 40Х	9670	Сталь 45ХН2МФА	11770

### Висновки:

1. Дослідження напружено-деформованого стану сталених корпусів ВШЗП, проведені за допомогою МСК, дозволили встановити зміну напружень та локальних деформацій в елементах корпусу в залежності від частоти обертання та граничні частоти обертання, обмежені міцністю.

2. На основі проведених теоретичних досліджень виявлено, що виникнення максимальних еквівалентних напружень в зоні опор важелів та напрямних кулачків викликаються трьома виступаючими сегментами, що розташовані між напрямними основних кулачків. Зменшення цього впливу відбувається при видаленні із цих сегментів частини матеріалу за рахунок виконання відповідних виточок або інших конструктивних елементів.

3. Для виготовлення корпусів ВШЗП доцільно використовувати легкі і достатньо міцні матеріали, вибір яких може бути обґрунтований відповідними розрахунками з достатнім ступенем точності з використанням програмних розрахункових комплексів, що реалізують МСК.

*Here presented the results of theoretical research of stress-deformed state of body of high speed chuck with compensation of centrifugal forces with balanced loads by FEM. Resulted pictures of stress-deformed state of elements body of chuck and dependence of maximal stresses on frequency rotation, which are certified on the hypothesis of Rihard Von Mises. Determined maximal frequencies of rotation of high speed chuck are limited by durability of body made from different marks of steel.*

### Література

1. Rundlaufende Kraftspannfutter // Maschinen Anlagen Ferfaren. – 1999. – Heft 011. – S. 84 – 85.
2. Ахрамович В.Н. Способы компенсации центробежных сил в кулачковых патронах// СТИН. – 1997. – №2. – С.35–36.
3. Солнышкин Н.Н., Соколов Н.М. Качество и надежность самоцентрирующих патронов. – М.: Машиностроение, 1969. – 128 с.
4. Кузнецов Ю.Н., Фарук Е.-Д., Волошин В.Н. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів // Тези доповідей 7-го міжнародного симпозіуму українських інженерів механіків у Львові.– Львів, 2005. – С. 46.
5. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах тепловых двигателей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с.

Одержано 20.12.2005 р.