

Л. В. Коломієць¹, д.т.н., О. М. Лимаренко², к.т.н., А. Л. Передерко¹, д.т.н., А. Г. Цимбалюк¹,
Д. А. Цимбалюк¹

¹Державний університет інтелектуальних технологій і зв'язку, м. Одеса

²Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕНЗОМЕТРИЧНИХ ДАТЧИКІВ СИЛИ

У статті показано, що при вимірюванні зусиль ваговими пристроями у тривалих динамічних процесах особливе значення набуває збереження метрологічних параметрів тензорезисторних датчиків сили в певному часовому інтервалі. Силувимірювальні ланцюги вагових пристроїв виконують таким чином, щоб пружний елемент працював у зоні пружних деформацій.

Існування різноманітних форм пружних елементів викликає математичні труднощі під час вирішення відповідних задач теорії пружності. При цьому урахування динамічних доданків зовнішніх впливів на пружний елемент значно ускладнює процес побудови розв'язку.

Як показав аналіз досліджень і відомих публікацій, вкрай необхідним для визначення напружено-деформівного стану пружних елементів є застосування одного із ефективних видів чисельних методів розрахунку – методу скінченних елементів, який є основою скінченно-елементного пакета ANSYS та дозволяє проєктувати конструкції силомірних пристроїв при зміні навантажень в широкому діапазоні.

Ключові слова: напружено-деформівний стан, датчик ваги, пружний елемент, тензорезистор, чисельно-аналітичні методи, скінченно-елементний пакет ANSYS.

L. Kolomiets, DSc, O. Lymarenko, PhD, A. Perederko, Dsc, A. Tsymbalyuk, D. Tsymbalyuk

DETERMINATION OF THE STRESS AND DEFORMATION STATE OF ELASTIC ELEMENTS OF TENSION METER FORCE SENSORS

The article shows that when measuring forces with weighing devices in long-term dynamic processes, the preservation of metrological parameters of tensor-resistor force sensors in a certain time interval acquires special importance.

The causes of similar failures of force sensors can be fatigue phenomena occurring in the material of the elastic element. Functional failure associated with fatigue phenomena of the material of the elastic element is usually observed long before its complete destruction. Therefore, force-measuring chains of weighing devices are made in such a way that the elastic element works in the zone of elastic deformations.

This is also explained by the fact that in the presence of plastic deformations, hysteresis phenomena appear which reduces the accuracy of measurements.

The existence of various forms of elastic elements causes mathematical difficulties when solving the corresponding problems of the theory of elasticity. At the same time, accounting for the dynamic terms of external influences on the elastic element significantly complicates the process of constructing a solution. Without taking into account dynamic components, it is difficult to perform optimal design of elastic elements of force sensors of weighing systems.

As the analysis of research and well-known publications showed, it is absolutely necessary to determine the stress-strain state of elastic elements using one of the effective types of numerical calculation methods – the finite element method, which is the basis of the ANSYS finite element package and allows designing the structures of force measuring devices when loads change in a wide range.

The analysis of the results of the research of the VAT of the elastic element of the cylindrical force sensor with cutouts shows that the location of the tensor resistors at the minimum distance to the axis of symmetry of the elastic element, in the zone of maximum deformations, is optimally chosen, which allows to reduce the influence of negative factors on the accuracy and stability of the measurement results.

Keywords: stress-strain mill, rail sensor, spring element, strain gauge, numerical-analytical methods, skinned-element package ANSYS.

Вступ

При вимірюванні зусиль ваговими пристроями у тривалих динамічних процесах, особливе значення набуває фактор збереження метрологічних параметрів тензорезисторних датчиків сили в певному часовому інтервалі. У цих умовах відхід метрологічних параметрів за межі, що нормуються певною категорією точності, є переважною характеристикою функціональної відмови. Причинами подібних відмов тензорезисторних датчиків сили можуть бути як втомні явища, що виникають у матеріалі пружного елемента, так і явища, пов'язані з навивкою самих тензорезисторів. Функціональні відмови, викликані останньою причиною, як показує досвід використання тензорезисторних датчиків сили гвинтового типу у вагових пристроях, виявляється лише внаслідок порушень умов експлуатації самих датчиків. Це дає підставу вважати, що метрологічну надійність тензорезисторних датчиків сили визначає структура та напружено-деформівний стан (НДС) його основної ланки – пружного елемента.

Функціональна відмова, пов'язана з явищами втоми матеріалу пружного елемента, зазвичай спостерігається до його повного руйнування. Втомні тріщини з'являються і ростуть у місцях з підвищеним рівнем напружень – поблизу концентраторів напружень, що формують так звані «слабкі ланки». Як показують дослідження, до розряду «слабких ланок» відносяться зони опорного майданчика і зони сполучення оболонки з кільцевою пластиною пружного елемента [1] (рис. 1).



Рисунок 1 – Руйнування пружного елемента тензометричного датчика сили

Тому силовимірювальні ланцюги вагових пристроїв виконують таким чином, щоб пружний елемент працював у зоні пружних деформацій. Це ще пояснюється тим, що за наявності пластичних деформацій з'являються гістерезисні явища, які знижують точність вимірювань.

Існування різноманітних форм пружних елементів викликає математичні труднощі під час вирішення відповідних задач теорії пружності.

При цьому урахування динамічних доданків зовнішніх впливів на пружний елемент значно ускладнює процес побудови рішення, а без їх урахування важко оптимально спроектувати пружні елементи датчиків сили, а для віброчастотних силовимірювачів взагалі неможливо спроектувати резонатори.

Аналіз методів розрахунку НДС пружних елементів датчиків сили

Часто розв'язання задач теорії пружності апроксимують з наперед заданою точністю. Це пояснюється тим, що для тіл обмежених складною поверхнею побудова рішень у замкнутому вигляді пов'язана з величезними теоретичними труднощами [2].

Для тіл обмежених простою поверхнею в деяких випадках виявляється ефективним застосування теорії функцій комплексного змінного [3]. При цьому виникають теоретичні труднощі при побудові повної системи функцій голоморфних для області, займаної пружним тілом. Таким способом вдається побудувати рішення, відповідних завдань теорії пружності, лише простих областей займаних пружним тілом.

Відомо використання методу власних векторних функцій задач теорії пружності, але тільки для пружних тіл обмежених канонічними координатними поверхнями (сфера, циліндр, еліпсоїд, обертаюча тощо). На цій основі за допомогою методу збурення границь будуються наближені рішення для пружних тіл, обмежених не канонічною поверхнею. Основна складність розв'язання задач теорії пружності таким методом полягає у побудові точного рішення для заданих граничних умов [4, 5]. При цьому питання збіжності апроксимаційного процесу для широкого класу задач виявляються не вирішеними, що обмежує використання цього методу. Крім цього зазначені вище методи важко використовувати при описі динамічних процесів, що виникають в пружних елементах датчиків сили в процесі зважування.

Аналогічний підхід до наближеного розв'язання задач теорії пружності заснований на варіаційних методах математичної фізики (Рітца, Бубнова-Галеркіна) [6]. Складність використання варіаційних методів полягає у побудові координатних функцій, що задовольняють заданим граничним умовам. Наприклад, таких координатних функцій не побудовано навіть для простих форм пружного елемента датчиків сили. Подальший розвиток методу ґрунтується на теорії R-відображень, де спеціальними логічними

операціями об'єднують в одну область канонічні поверхні, що обмежують пружне тіло. Потім будується за допомогою R-відображень координатна послідовність функцій, що задовольняють заданим граничним умовам. Однак, як показує практика, застосування цього методу доцільне лише для плоских задач теорії пружності.

Застосування сплайнів дозволяє розширити сферу використання структурного методу [7], але їх використання при вирішенні динамічних задач теорії пружності теоретично не обґрунтовано, що спричиняє значні складнощі їх застосування на практиці.

Замкнене рішення задач теорії пружності для тіл обмежених простими поверхнями здійснюють шляхом зведення відповідних диференціальних рівнянь до інтегральних [8]. Найчастіше метод використовують щодо коефіцієнтів інтенсивності напружень у гирлі тріщини, або під час вирішення контактних задач [9]. Цей метод набув подальшого розвитку у методі граничного елемента [10, 11]. Він ґрунтується на використанні функцій Гріна диференціальних задач теорії пружності. Популярність цього методу полягає в тому, що на аналітичному рівні позбавляються однієї змінної, що дозволяє використовувати його для розв'язання й інших задач механіки суцільних середовищ [12]. У цьому випадку знижується розмірність задачі, за рахунок чого суттєво скорочується обчислювальний процес. Основні труднощі методу полягають в обчисленні умовно-східних, так званих, сингулярних інтегралів, що перешкоджає використанню цього методу при вирішенні динамічних задач теорії пружності. Адже точних рекомендацій щодо обчислення одержуваних у цьому випадку сингулярних інтегралів не надано.

Подальший розвиток чисельно-аналітичних методів спрямований на розширення області їх застосування до задач механіки руйнувань [13]. Результати цих досліджень можуть бути використані при вирішенні системних проблем, що виникають при силовимірюванні.

Розглянуті чисельно-аналітичні методи широко не використовуються в інженерній практиці. Це пояснюється тим, що інженер-дослідник повинен мати спеціальні математичні знання. При цьому питання збіжності того чи іншого методу широкого класу задач є відкритим, і дослідник не завжди може отримати достовірні результати. Ці недоліки посилюються при побудові розв'язку динамічних задач.

Зупинимось ще на методах, що з'явилися в результаті розвитку обчислювальної техніки. Їх

зазвичай називають числовими методами. Спочатку виник різницьвий спосіб розв'язання диференціальних задач, зокрема і задач теорії пружності [14]. Для використання цього методу область зайняту пружним тілом спільно з границею покривають координатною сіткою, потім усі диференціальні функції, що входять у диференціальні рівняння, і граничні умови замінюють відповідною різницею у вузлах сітки. В результаті приходять до системи алгебраїчних рівнянь відносно значень функцій і її похідних у вузлах сітки.

Модифікацією методу теорії пружності є метод скінченних елементів [15]. Цей метод, на відміну від методу граничних елементів, ширше використовується в інженерній практиці, оскільки при складанні системи алгебраїчних рівнянь використовуються не тільки математичні зв'язки функцій у вузлах сітки, але і фізичні співвідношення теорії пружності. Розв'язання задачі пружності методом скінченних елементів, так само як і сітковим, зводиться до системи алгебраїчних рівнянь відносно значень функцій напружень у вузлах сітки. Точність цих методів залежить від кроку сітки. Причому зі збільшенням кількості отриманих невідомих визначальне значення виявляється шляхом рішення системи. Це пов'язано в першу чергу з тим, що порядок системи алгебраїчних рівнянь може перевищувати 10. Тому, незважаючи на діагональну структуру отриманої системи алгебраїчних рівнянь, питання збіжності і стійкості мають першорядне значення. Крім цього, поблизу кутових точок крок сітки рекомендується брати дрібнішим. Однак точних рекомендацій щодо використання цих методів для дослідників у багатьох випадках не надано.

Слід також зазначити, що метод скінченних елементів не дає можливості врахувати динамічні навантаження, що виникають при зважуванні. Ці навантаження відіграють важливу роль, особливо при зважуванні об'єктів у русі. В окремих випадках амплітуда динамічних навантажень наближається за величиною до номінального зусилля, а іноді перевищує його. Тому, якщо методом скінченних елементів НДС пружного елемента визначено неточно, то пружний елемент працюватиме в зоні пластичних деформацій, що призведе до отримання не точних результатів вимірювань, а також до руйнування пружного елемента.

Модифікація методу скінченних елементів проводиться дослідниками у різних напрямках. Так, останнім часом з'явилися роботи, пов'язані з урахуванням динамічних складових, при цьому збільшується обсяг обчислень більше ніж на

порядок [16]. Крім того, ця модифікація використовується для пружних тіл істотно відмінних від деталей датчиків сили як за формою, так і за видом навантаження.

Загальний недолік зазначених методів полягає в їх малій оперативності розв'язання оберненої задачі: за заданими обмеженнями на напруження і деформацію визначити оптимальні геометричні розміри пружних елементів. Досі такі задачі розв'язувалися методом послідовних наближень. При цьому на кожному кроці розв'язувалося пряме завдання: за заданими геометричними розмірами визначалися напруження та деформації в пружному елементі. Це робить процес визначення оптимальних геометричних розмірів пружних елементів тривалим і трудомістким. Крім того, при заданих габаритних розмірах датчика сили, цими методами неможливо було знайти ті геометричні розміри його пружного елемента, невелика зміна яких значно змінювала б показники точності вимірювання, що дало б можливість їх оптимально проектувати.

У наведених вище методах розв'язання є суттєва складність для інженерів, тому що при їх реалізації виникає самостійна проблема, вирішення якої є непростим завданням. Слід зазначити, що розв'язання конструкторських задач представленими методами здійснюється на комп'ютерах з великим обсягом оперативної пам'яті, на яких виконують автоматизовану побудову креслень за допомогою графічних пакетів програм AutoCAD або CADDY.

З урахуванням вищевикладеного, авторами статті для визначення НДС пружних елементів тензометричних датчиків сили вагових систем застосовується сучасний числовий метод розрахунку тривимірних деталей, характерних для форм пружних елементів.

При визначенні напружень та деформацій пружних елементів датчиків сили зупинимося на методі скінченних елементів, який є основою скінченно-елементного пакета ANSYS і дозволяє проектувати конструкції силовимірювачів при зміні навантажень в широкому діапазоні [17, 18].

Метою дослідження є визначення напружено-деформівного стану перспективних конструкцій пружних елементів датчиків сили у вигляді тіл циліндричної форми з вирізами.

Визначення НДС пружних елементів тензорезисторних датчиків сили

Розглянемо розрахунок двох типів пружних елементів – широко відомий фахівцям, у вигляді тіла обертання, та розроблений авторами статті – у вигляді тіла циліндричної форми з вирізами.

Визначення параметрів НДС пружного елемента у вигляді тіла обертання

Визначення напружень у деталях пружного елемента відомими методами прикладної теорії пружності не досить точний, у зв'язку з тим, що не враховує реальну форму об'єкта дослідження, його особливості та спосіб передачі зусилля від зовнішнього навантаження. В таких розрахунках плита вважається тілом обертання з постійною або лінійно-змінною жорсткістю.

Матеріал пружного елемента має достатньо високі механічні характеристики, і тому з урахуванням якості виготовлення таких товстостінних відповідальних деталей допустимі напруження приймалися достатньо низькими (для забезпечення запасу міцності).

Вихідні параметри та дані для моделювання і розрахунку пружного елемента розглядалися для 5-ти тонного датчика сили.

Алгоритм розрахунку пружного елемента у вигляді тіла обертання детально представлений авторами у роботі [19]. Алгоритм підходить і для розрахунку пружного елемента у вигляді тіла циліндричної форми з вирізами.

Загальний вигляд пружного елемента датчика сили представлений на рис. 2.

Будуємо геометричну модель деталі – це один із найбільш трудомістких етапів у рішенні прикладних задач (рис. 3).

Скінченно-елементний пакет ANSYS має на оснащенні засоби тривимірного моделювання.

Процедура генерації сітки вузлів і елементів складається з трьох основних етапів:

1. Задавання типів елемента і його опцій (обрано тривимірний тетрагональний елемент SOLID 92 з 10 вузлами, рис. 4).

2) Встановлення режиму контролю за побудовою сітки.

3) Побудова сітки.

При створенні сітки скінченних елементів використано вільне розбиття на тетрагональні елементи (рис. 5).

Етап розв'язання починається із задавання граничних умов, вибору методу та параметрів розрахунку. До граничних умов відносяться переміщення та прикладені навантаження (тиск, зосереджені сили, розподіленні навантаження).

Після того, як усі відповідні параметри задані, виконуємо і саме рішення. По команді SOLVE програма звертається за інформацією про модель і навантаження до бази даних і виконує обчислення. Програмою виконується розв'язання визначальних рівнянь і одержання результатів для обраного виду аналізу. В обчислювальному відношенні це найінтенсивніша частина аналізу.



Рисунок 2 – Загальний вигляд пружного елемента

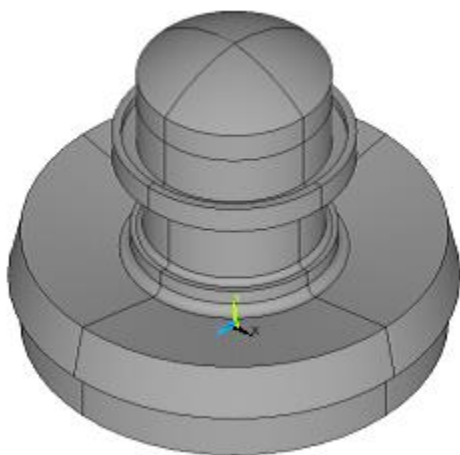


Рисунок 3 – Геометрична модель пружного елемента

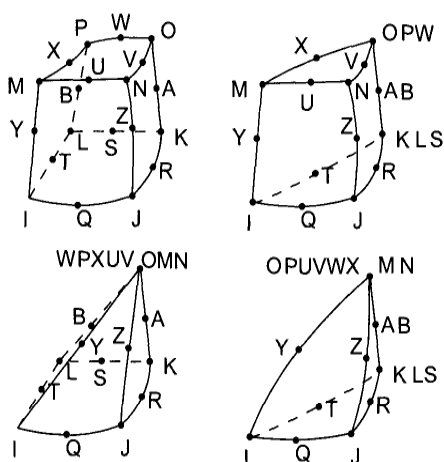


Рисунок 4 – Тетрагональний елемент SOLID 92 з виродженими формами

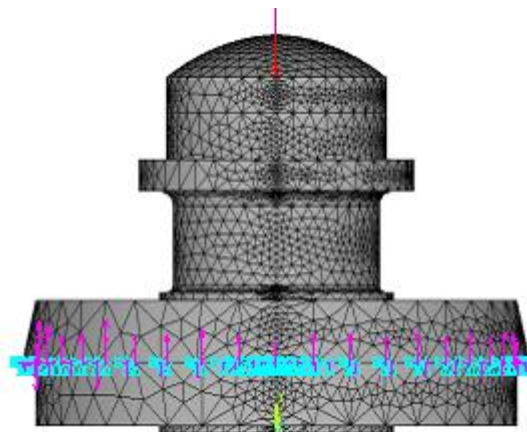


Рисунок 5 – Скінченно-елементна модель з граничними умовами

Розв'язок включає значення вертикальних переміщень (рис. 6), еквівалентних напружень (рис. 7) та деформацій. Підсумком роботи програми є отримання результатів як в табличній, так і в графічній формі.

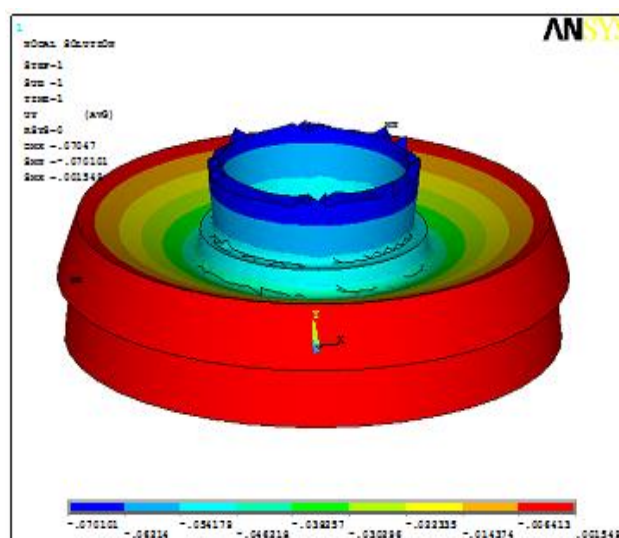


Рисунок 6 – Вертикальні переміщення в пружному елементі датчика сили

Аналіз результатів дослідження НДС пружного елемента датчика сили у вигляді тіла обертання отриманих методом комп'ютерного моделювання показує, що міцність стінок пружного елемента забезпечується. Однак, при цьому спостерігається нерівномірність розподілу напружень по висоті елемента, що не задовольняє умовам рівномірності конструкції.

Міцність плоскої частини плити забезпечена, що впливає з проведеного авторами порівняння максимальних напружень із границею текучості матеріалу.

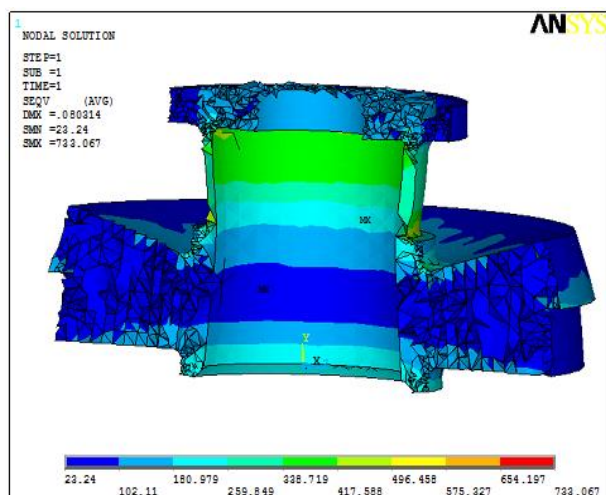


Рисунок 7 – Еквівалентні напруження за гіпотезою Губера-Мізеса

Визначення параметрів НДС пружного елемента циліндричної форми з вирізами

Авторами статті розроблена перспективна конструкція тензометричного датчика сили, який містить аналого-цифровий перетворювач (АЦП) із індикаторами температури та положення, а в

центральної частині пружного елемента датчика сили виконані два не наскрізних отвори, всередині яких на мінімальній відстані до осі симетрії пружного елемента датчика (зона максимальних деформацій) наклеєні тензорезистори. Вони захищені від пошкоджень двома кришками, які встановлені на зовнішній поверхні датчика. Кришки захищають тензорезистори від механічних пошкоджень та дають можливість доступу для проведення ремонтних робіт.

Завдяки тому, що конструкція датчика сили містить АЦП з індикаторами температури та положення, є можливим введення температурної компенсації і знімання інформації про положення датчика сили, перевірки та калібрування.

Розміщення тензорезисторів на мінімальній відстані до осі симетрії пружного елемента дозволяє знизити вплив негативних факторів на точність та стабільність показників вимірювань.

Конструкція тензометричного датчика сили приведена на рис. 8.

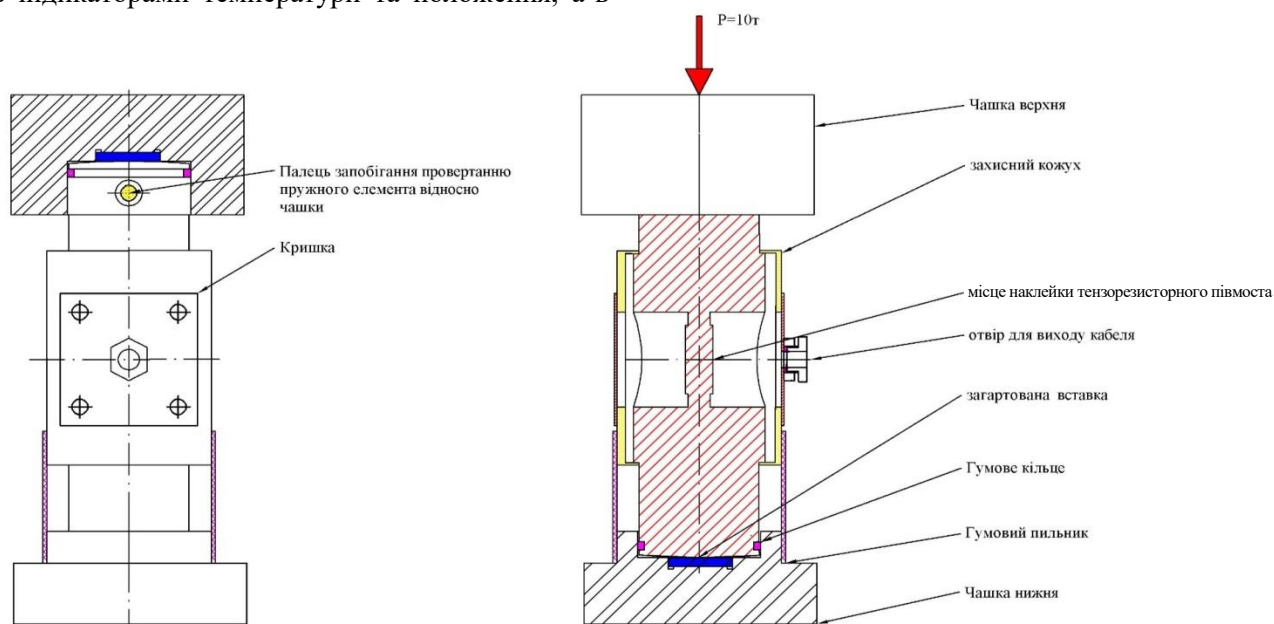


Рисунок 8 – Тензометричний датчик сили з пружним елементом циліндричної форми з вирізами

Датчик виготовляється з нержавіючої сталі 40Х13, пружний елемент має в нижній частині кругові канавки для гумових кілець, які центрують датчик в чашках та закривають від потрапляння бруду в робочу зону пружного елемента та захищають від руйнування мастило. У верхній частині пружного елемента зроблений отвір, в який через верхню чашку вставляється палець, він запобігає провертанню пружного елемента відносно самої чашки. Корпус датчика

кріпиться до пружного елемента на стадії виготовлення, маючи два отвори, які закриваються за допомогою кришок та чотирьох болтів після повного складання тензорезисторного датчика сили – наклепки тензорезисторів та підключення плати АЦП. Плата АЦП містить датчик температури для автоматичного виконання температурної компенсації і датчик положення, який інформує про положення датчика сили, його перевірки та

калібрування. Верхня та нижня чашки мають загартовані вставки, що дає змогу виготовлення чашок без загартування, а в разі необхідності, проводити заміну вставок.

Навантаження P прикладається в середній частині датчика сили, при цьому відбувається стиснення пружного елемента, яке сприймається приклеєними тензорезисторами (решітками) у місцях вказаних на рис. 8. Деформація цих тензорезисторів приводить до зміни їх опору,

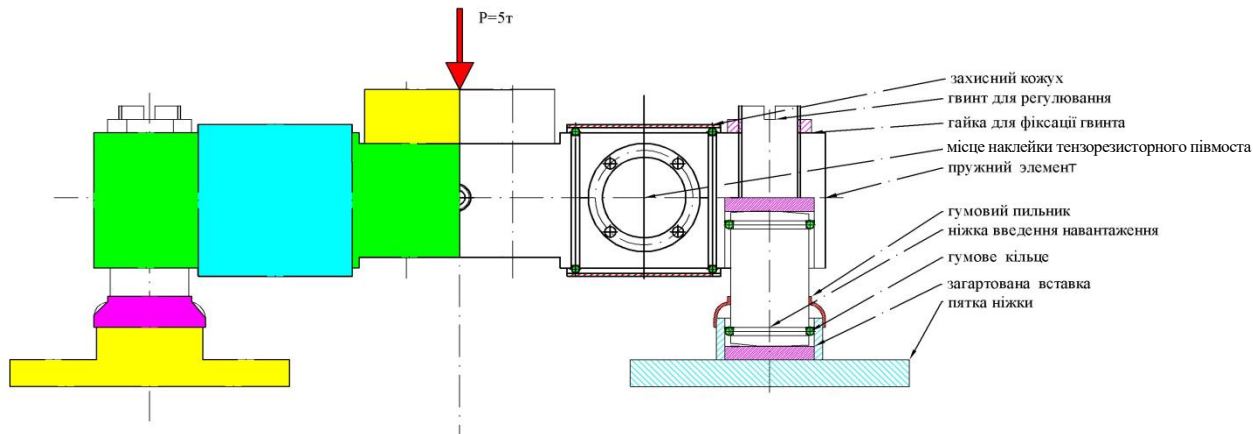


Рисунок 9 – Датчик ваги двохопорий

Особливостями датчика ваги двохопорий є:

- наявність двох ніжок обпирання з можливістю регулювання по висоті;

- ніжки виконані так, щоб зберігати висоту при переміщенні;

- гумові кільця на двох ніжках забезпечують центрування та захищають від потрапляння бруду в місця введення навантаження;

- датчик містить два вимірювальні мости і плату АЦП із індикаторами температури та положення, останній інформує про положення датчика, а також має можливість калібрування та передавання даних в одиницях сили або ваги.

Навантаження P прикладається в середній частині датчика, по краю датчик опирається на ніжки, при цьому відбувається згин пружного елемента датчика сили, це згинання сприймають приклеєні у відповідних місцях вимірювальні решітки, деформація яких приводить до зміни опору решіток, який опрацьовує АЦП, і на виході ці зміни надаються в одиницях сили або ваги.

Перевагами такої конструкції датчика сили є те, що при обпиранні на дві ніжки вимоги до кріплення датчика спрощуються у зв'язку з тим, що навантаження вводиться прямо по центру датчика, на відхилення навантаження від осі введення навантаження також протидіють ніжки, які зберігають місце обпирання датчика ваги при

який опрацьовує АЦП та на виході показує цю зміну в одиницях ваги чи сили.

Аналоги мають подібні особливості, але не в поєднанні. Наявність датчиків сили з доступом до решітки і АЦП в літературі не відома, зазвичай вони закриті або заварені.

Застосування різновидності конструкції датчика сили (двохопорий) показано на прикладі силовимірювальної вагової системи (рис. 9).

переміщенні від навантаження, так як вони виконані у вигляді обрізаних шарів. Ніжки датчика ваги спираються на загартовані вставки, які, за необхідності, можна замінювати (вони є найбільш навантаженими за контактного впливу).

Аналоги датчиків ваги виконані на одній ніжці або з подвійним спиранням, але без ніжок, та введенням навантаження через перехідну деталь, що принципово їх відрізняє.

Для розв'язання фізичної задачі числовим методом будемо геометричну модель датчика сили (рис. 10).

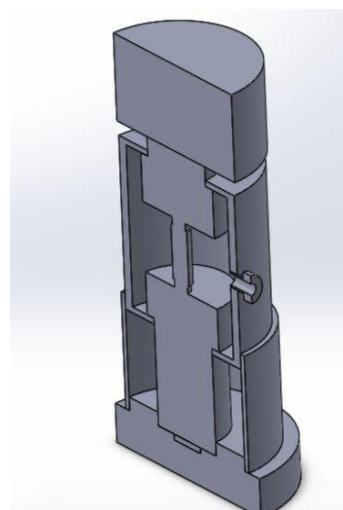


Рисунок 10 – Геометрична модель пружного елемента

Результати комп'ютерного дослідження представлені на рис. 11 – 13.

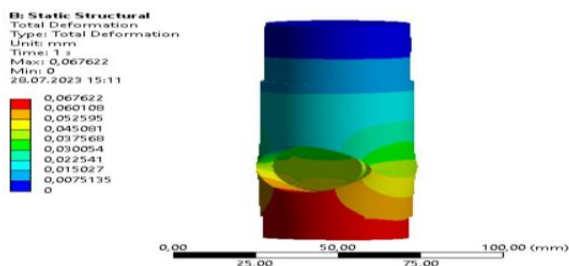


Рисунок 11 – Сумарні переміщення

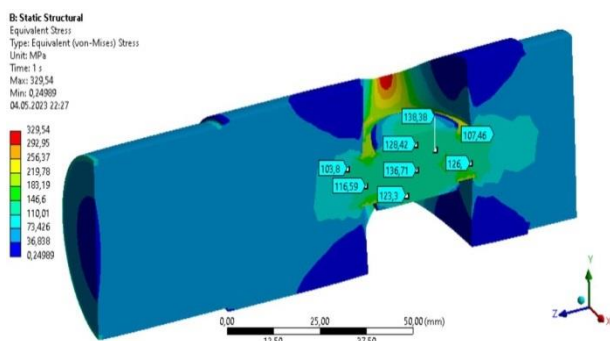


Рисунок 12 – Поля напружень в місці установки тензометрів

Висновки

Проведено аналіз методів розрахунку НДС пружних елементів датчиків сили. Показано, що одним із ефективних методів визначення НДС елементів датчиків ваги є метод скінченних елементів – основа скінченно-елементного пакета ANSYS, який дозволяє проєктувати конструкції силовимірювачів при зміні навантажень в широкому діапазоні.

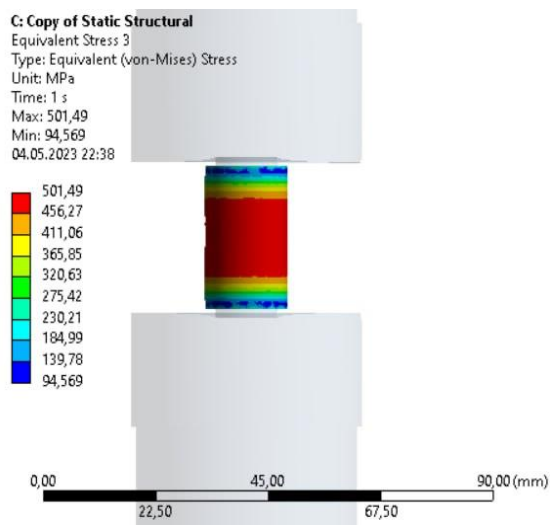


Рисунок 13 – Поля еквівалентних напружень за гіпотезою Губера-Мізеса

Розроблена нова конструкція датчика сили, який містить аналого-цифровий перетворювач з індикаторами температури і положення, а в центральній частині пружного елемента датчика сили виконані два не наскрізних отвори, всередині яких на мінімальній відстані до осі симетрії пружного елемента наклеєні тензорезистори захищені від пошкоджень двома кришками, які встановлені на зовнішній поверхні датчика.

Розроблена нова конструкція датчика сили з пружним елементом на двох ніжках обпирання, який містить два вимірювальні мости та плату АЦП, яка включає датчик температури і датчик положення, що інформує про положення датчика, можливість калібрування та передавання даних в одиницях сили або ваги.

Побудовано тривимірну скінченно-елементну модель високошвидкісного деформування та розділення частин пружного елемента датчика сили. Модель враховує нелінійний розподіл НДС за товщиною оболонкової конструкції та вплив швидкості деформації на механічні властивості конструкційного матеріалу. Критерієм локального руйнування матеріалу є граничне значення пластичної деформації. Модель реалізовано в програмному комплексі скінченно-елементного аналізу ANSYS.

Аналіз результатів дослідження НДС пружного елемента датчика сили циліндричної форми з вирізами, показує, що оптимально вибрано місце розміщення тензорезисторів на мінімальній відстані до осі симетрії пружного елемента, в зоні максимальних деформацій, що дозволяє знизити вплив негативних факторів на точність та стабільність результатів вимірювань.

Список використаних джерел

1. Голованов В. К., Дашенко А. Ф., Коломиец Л. В. Конструкционная прочность предохранительных и силоизмерительных устройств. Одесса: Астропринт, 1997. 144 с.
2. Рвачёв В. Л., Синекон Н. С. Метод R-функций в задачах теории упругости и пластичности. К.: Наукова думка, 1990. 216 с.
3. Дудик М. В., Діхтяренко Ю. В. Сучасні методи теорії пружності. Умань, ПП «Жовтий», 2015. 108 с.
4. Долгов О. М., Колосов Д. Л. Механічні властивості та конструкційна міцність матеріалів. Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2022. 70 с.
5. Хомик Н. І., Довбуш Т. А., Рубінець Н. А. Опір матеріалів (спецкурс) і основи теорії пружності і пластичності. Тернопіль: ФОП

Паляниця В. А., 2017. 232 с.

6. Карбованець М. І., Лазур В. Ю. Методи математичної фізики. Ужгород: Видавництво УжНУ «Говерла», 2019. 74 с.

7. Довгий Б. П., Ловейкін А. В., Вакал Є. С., Вакал Ю. Є. Сплайн-функції та їх застосування К.: Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2016. 117 с.

8. Лопушанська Г. П., Пасічник О. В. Інтегральні рівняння і застосування. Львів, Львівський національний університет імені Івана Франка, 2022. 111 с.

9. Попов Г. Я. Концентрація упругих напружень возле штампов, розрезів, тонких включень и підкрплень. М.: Наука, 1982. 344 с.

10. Оробей В. Ф., Дашченко А. Ф., Лимаренко А. М. Метод граничних елементів в задачах с неустойчивыми рішеннями. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2013. № 2. С. 27-31.

11. Оробей В. Ф., Дашченко О. Ф., Коломієць Л. В., Лимаренко О. М. Метод граничних елементів в задачах стійкості плоскої форми вигину балок прямокутного перерізу. Збірник наукових праць *Одеської державної академії технічного регулювання та якості*. Одеса, 2015. Вип. 2 (7). С. 47-55.

12. Brebbia, C. A. and Ferrante, A. J. (1983). *Computational Hydraulics* (1st ed.). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-04049-2>.

13. Майборода В. С., Бобіна М. М., Лоскутова Т. В., Мініцька Н. В. Основи механіки руйнування. К.: НТУУ КПІ, 2010. 124 с.

14. Самарский А. А. Введение в теорию разностных схем. М.: Наука, 1971. 552 с.

15. Карпіловський В. С. Метод скінченних елементів і задачі теорії пружності. Київ: «Софія А», 2022. 275 с.

16. Попов В. О., Курдибаха В. М., Грицун О. В. Моделювання будівельних конструкцій суднонавантажувача під дією кліматичних впливів. *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*. 2019. Вип 26, № 1. С. 13-16.

17. Оробей В. Ф., Анискин А., Дашченко А. Ф., Коломієць Л. В., Лимаренко А. М., Солдо Б. Метод граничних елементів в задачах расчета машиностроительных конструкций. Одесса: ФОП Бондаренко М. А., 2016. 764 с.

18. Гришанова І. А., Згуровська Л. П., Киричук Ю. В. Розв'язок задач проєктування приладів та систем з використанням ANSYS і MATHCAD: підручник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2022. 180 с.

19. Лимаренко О. М., Хамрай В. В., Пономаренко А. А., Балтянський І. В. Визначення параметрів напружено-деформованого стану пружного елемента силовимірювача числовим методом. *Підйомна техніка*. 2022, № 12. С. 12-13.

References

1. Golovanov V. K., Dashhenko A. F., Kolomiec L. V. *Konstrukcionnaja prochnost' predohranitel'nyh i siloizmeritel'nyh ustroystv*. Odessa: Astroprint, 1997. 144 s.

2. Rvachjov V. L., Sinekop N. S. *Metod R-funkcij v zadachah teorii uprugosti i plastichnosti*. K.: Naukova dumka, 1990. 216 s.

3. Dudyk M. V., Dikhtiarenko Yu. V. *Suchasni metody teorii pruzhnosti*. Uman, PP «Zhovtyi», 2015. 108 s.

4. Dolhov O. M., Kolosov D. L. *Mekhanichni vlastyvoli ta konstruktsiina mitsnist materialiv*. Dnipro: NTU «Dniprovska politehnika», 2022. 70 s.

5. Khomyk N. I., Dovbush T. A., Rubinets N. A. *Opir materialiv (spetskurs) i osnovy teorii pruzhnosti i plastychnosti*. Ternopil: FOP Palianytsia V. A., 2017. 232 s.

6. Karbovanets M. I., Lazur V. Yu. *Metody matematychnoi fizyky*. Uzhhorod: Vydavnytstvo UzhNU «Hoverla», 2019. 74 s.

7. Dovhyi B. P., Loveikin A. V., Vakal Ye. S., Vakal Yu. Ye. *Splain-funktsii ta yikh zastosuvannia*. K.: Vydavnycho-polihrafichnyi tsentr «Kyivskyi universytet», 2016. 117 s.

8. Lopushanska H. P., Pasichnyk O. V. *Intehralni rivniannia i zastosuvannia*. Lviv, Lvivskyi natsionalnyi universytet imeni Ivana Franka, 2022. 111 s.

9. Popov G. Ja. *Koncentracija uprugih naprjazhenij vozle shtampov, razrezov, tonkih vkljuchenij i podkreplenij*. M.: Nauka, 1982. 344 s.

10. Orobei V. F., Dashhenko A. F., Limarenko A. M. *Metod granichnyh jelementov v zadachah s neustojchivymi reshenijami*. *Pratsi Odeskoho politekhnichnoho universytetu*. 2013. # 2. S. 27-31.

11. Orobei V. F., Dashchenko O. F., Kolomiiets L. V., Lymarenko O. M. *Metod hranychnykh elementiv v zadachakh stiikosti ploskoi formy vyhynu balok priamokutnoho pererizu*. *Zbirnik naukovih prac' Odes'koj derzavnoi akademii tehničnogo reguluvannâ ta âkosti*. Odesa, 2015. Vyp. 2 (7). S. 47-55.

12. Brebbia, C. A. and Ferrante, A. J. (1983). *Computational Hydraulics* (1st ed.). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-04049-2>.

13. Maiboroda V. S., Bobina M. M., Loskutova T. V., Minitska N. V. *Osnovy mekhaniky ruinuвання*. K.: NTUU KPI, 2010. 124 s.

14. Samarskij A. A. *Vvedenie v teoriju raznostnyh shem*. M.: Nauka, 1971. 552 s.

15. Karpilovskiy V. S. *Metod skinchennykh elementiv i zadachi teorii pruzhnosti*. Kyiv: «Sofia A», 2022. 275 s.

16. Popov V. O., Kurdybakha V. M., Hrytsun O. V. *Modeliuvannya budivelnnykh konstrukttsii sudnonavantazhuvacha pid diieiu klimatychnykh vplyviv. Suchasni tekhnologii, materialy i konstrukttsii v budivnytstvi*. 2019. Vyp 26, # 1. S. 13-16.

17. Orobej V. F., Aniskin A., Dashhenko A. F., Kolomiec L. V., Limarenko A. M., Soldo B. *Metod granichnyh jelementov v zadachah rascheta*

mashinostroitel'nyh konstrukcij. Odessa: FOP Bondarenko M. A., 2016. 764 s.

18. Hryshanova I. A., Zghurovska L. P., Kyrychuk Yu. V. *Rozviazok zadach proiektuvannya prykladiv ta system z vykorystanniam ANSYS i MATHCAD: pidruchnyk*. Kyiv: KPI im. Ihoria Sikorskoho, Vyd-vo «Politekhnik», 2022. 180 s.

19. Lymarenko O. M., Khamrai V. V., Ponomarenko A. A., Baltianskyi I. V. *Vyznachennia parametriv napruzhenno-deformovanoho stanu pruzhnogo elementu sylovymiriuvacha chyslovym metodom. Pidionna tekhnika*. 2022, # 12. S. 12-13.

Надійшла до редакції 20.04.2023

УДК 621.317

В. П. Квасніков¹, д.т.н., **Г. Д. Братченко²**, д.т.н., **Д. М. Квашук¹**, к.е.н.

¹Національний авіаційний університет, м. Київ

²Військова академія (м. Одеса), м. Одеса

ОЦІНЮВАННЯ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ОБЕРТАЛЬНИХ МОМЕНТІВ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ НА БАЗІ ТЕОРІЇ НЕЧІТКИХ МНОЖИН

Використання теорії нечітких змінних в метрології відкриває нові можливості для врахування неформалізованої інформації про джерела невизначеності при вимірюванні різних механічних величин. Особливо це актуально при визначенні похибок обертальних параметрів електродвигунів. У статті розглядається новий підхід до оцінювання точності вимірювань, який виходить за рамки традиційних методів вимірювання. Зокрема, зосереджено увагу на задачі оцінювання належності вимірювань обертальних моментів електродвигунів до невизначеності. Так, кожне вимірювання супроводжується похибкою, що має, як систематичну, так і випадкову складові. Оскільки точне значення результатів вимірювання не може бути відоме в рамках діапазону, який обмежений класом точності приладу, у статті запропоновано розглядати істинне значення вимірюваної величини як нечітку змінну, що дозволило розширити уявлення про невизначеність вимірювання. У статті здійснено спробу оцінити наближену точність вимірювань обертальних параметрів електродвигунів за допомогою спеціально розробленої функції належності. Практичне застосування цього методу дозволяє оцінити належність результатів вимірювань у різних режимах роботи електродвигунів до діапазону невизначеності. Для більш детального аналізу цієї проблеми у статті наведено приклад розв'язання подібних задач з використанням теорії можливостей та теорії нечітких множин, що дозволило краще враховувати невизначеності обертальних параметрів електродвигунів та визначити подальші шляхи розвитку цієї проблеми.

Ключові слова: теорія нечітких множин, нечіткі змінні, обертальний момент, кутова швидкість, кутове прискорення, метод вимірювання, сенсор, потужність, дестабілізуючі фактори, інформаційна система.

V. P. Kvasnikov, DSc, **H. D. Bratchenko**, DSc, **D. M. Kvashuk**, PhD

ESTIMATION OF MEASURING UNCERTAINTY OF ELECTRIC MOTORS TORQUES USING THE THEORY OF FUZZY SETS

The use of the theory of fuzzy variables in metrology opens up new opportunities for taking into account informal information about the sources of uncertainty in the measurement of various mechanical quantities. This is especially relevant when determining errors in the rotational parameters of electric motors. This