

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Автомобільний факультет

preview

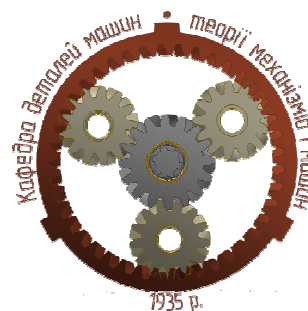
## **НАУКОВІ ПРАЦІ**

**85-ї Міжнародної  
наукової конференції  
студентів університету**

10-14 квітня 2023 р.

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 19 грудня 2022 року № 561)

**Секція «Деталі машин та теорія механізмів і машин»**



Харків, 2023

## ЗМІСТ

### **Аршинніков Богдан, Токарєв Владислав**

Використання методів матричної механіки для розв'язання задач кінематики та динаміки абсолютно твердого тіла ..... 4

### **Дорожко Ірина**

Історія та особливості конструкції розвідних мостів ..... 8

### **Ессааді Акрам, Рень Ціншен**

Енергетичні характеристики нафтового вихорокамерного нагнітача ..... 13

### **Кравченко Олексій**

Особливості моделювання елементів валів редукторів у inventor ..... 20

### **Кухтін Ілля, Мещерякова Владислава**

Загальний аналіз ключових понять теорії надійності у сфері телекомунікацій ..... 26

### **Петручик Данило**

Аналіз важільних механізмів з надмірними зв'язками ..... 33

### **Пивовар Дмитро**

Використання різних моделей накопичення пошкоджень для вирішення задачі надійності елементів конструкцій ..... 37

### **Прокопенко Олександр**

Дослідження правомірності припущення про шарнірне з'єднання стержнів при розрахунку фермових конструкцій ..... 43

### **Саєнко Микола**

Чисельне моделювання та порівняння аеродинамічних характеристик форм кузовів легкових автомобілів ..... 47

## **Стрижак Гліб**

Застосування інструментів автоматизованого проектування механічних передач в середовищі «Autodesk Inventor»..... 52

Аршинніков Богдан, студент групи АА-31-20,  
Токарев Владислав, студент групи АА-31-20,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ МАТРИЧНОЇ МЕХАНІКИ ДЛЯ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ АБСОЛЮТНО ТВЕРДОГО ТІЛА**

Викладання теоретичної механіки в технічних вищих навчальних закладах відбувається переважно від простого до складного і нагадує курс з історії механіки. В умовах сьогодення система освіти вимагає урахування сучасних тенденцій в науковій і інженерній сферах. Використання геометричних за своєю суттю методів векторної алгебри і векторного аналізу, як основи вивчення механіки, втрачає свою актуальність. Такий підхід певною мірою заважає використанню багатовимірних просторів (конфігурацій і фазового), тензорної алгебри, комп'ютерних технологій, моделюванню складних механічних систем. Аналітичні (координатні) методи позбавлені цих недоліків і побудовані на матричному формалізмі. На основі матричного підходу можна формулювати і навіть отримувати основні рівняння механіки, легше розв'язувати практичні задачі навіть без вивчення класичних методів. В більшості випадків краще користуватися канонічними рівняннями механіки. Розглянемо, як це відбувається на порівняно простому прикладі. Спочатку розглянемо загальні відомості.

При вивченні руху механічної системи в залежності від умов задачі можна вибрати замість декартових координат інші. Будь які  $s$  величин  $q_1, q_2, \dots, q_s$ , що повністю визначають положення системи у кожен момент часу, називають узагальненими координатами, а похідні за часом  $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s$  - її узагальненими швидкостями. Якщо розглядати узагальнені координати як декартові, то кожному положенню системи буде відповідати певна точка  $s$ -вимірному простору конфігурацій.

Перехід до узагальнених координат у випадку, коли на систему накладені голономні в'язі, відбувається за допомогою співвідношення

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(\mathbf{q}, t).$$

де  $\mathbf{r}$  - рядок (якщо стоїть у формулі ліворуч) або стовпчик (якщо стоїть у формулі праворуч) складені з декартових координат точок,  $\mathbf{q}$  - рядок або стовпчик складений з узагальнених координат.

Швидкості, відповідно, будуть пов'язані наступним чином

$$\dot{\mathbf{r}} = \dot{\mathbf{q}} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t},$$

де  $\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}$  - матриця перетворення координат розміром  $s$  на  $3n$ .

Узагальнений імпульс

$$\mathbf{p} = \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{a},$$

де матриця інерції

$$\mathbf{G} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}$$

залежить від діагональної матриці  $\mathbf{M}$ , складеної з мас матеріальних точок, а складова, яка враховує нестационарність в'язей, визначається за формулою:

$$\mathbf{a} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t}.$$

Канонічні рівняння механіки мають вигляд:

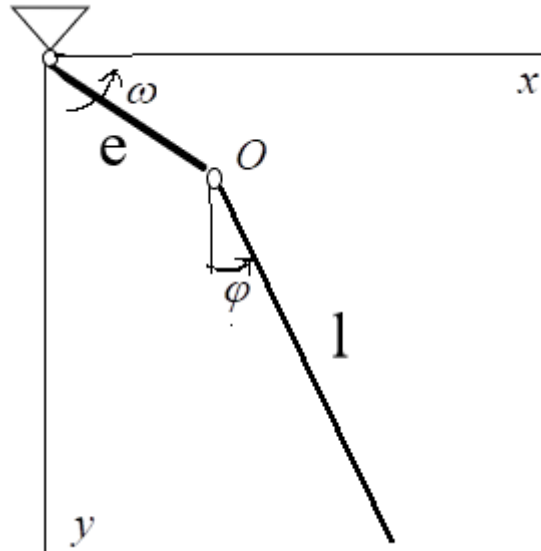
$$\dot{\mathbf{q}} = \frac{\partial H}{\partial \mathbf{p}},$$
$$\dot{\mathbf{p}} = -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{q}},$$

де функція Гамільтона

$$H = \frac{1}{2}(\mathbf{p} - \mathbf{a})\mathbf{G}^{-1}(\mathbf{p} - \mathbf{a}) + V(\mathbf{q}, t).$$

Функцію  $V(\mathbf{q}, t)$ , яка враховує взаємодію між точками, називають скалярним потенціалом.

Розглянемо рух однорідного стержня масою  $m$  і довжиною  $\ell$ , який приєднаний до невагомого стержня довжиною  $e$  в точці  $O$ . Невагомий стержень рівномірно обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ . Визначемо рівняння руху системи матричним методом.



Розіб'ємо стержень на нескінченну кількість однакових частин. Положення системи у просторі конфігурацій визначається вектором у вигляді рядка

$$\mathbf{r} = (e \sin \omega t + n \sin \varphi, e \sin \omega t + n \sin \varphi),$$

де відстань частинки від точки  $O$  позначимо  $n$  і будемо вважати індексом.

Маємо, вочевидь, одну узагальнену координату  $\varphi$ . Відповідно,

$$\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \varphi} = n(\cos \varphi, -\sin \varphi).$$

Матриця мас пропорційна одиничній матриці, тобто

$$\mathbf{M} = dm\mathbf{I},$$

а матриця інерції перетворюється на скаляр

$$G = \int n^2 dm = \frac{m\ell^2}{3}.$$

Зважаючи на те, що

$$\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t} = e\omega(\cos \omega t, -\sin \omega t)$$

маємо

$$\mathbf{a} = e\omega \cos(\varphi - \omega t) \int n dm = \frac{me\omega l}{2} \cos(\varphi - \omega t),$$

$$p = \frac{m l^2}{3} \dot{\varphi} + \frac{me\omega l}{2} \cos(\varphi - \omega t),$$

$$H = \frac{m l^2}{6} \dot{\varphi}^2 + V(\varphi, t),$$

де скалярний потенціал

$$V = -g \int y dm = -g \int e \cos \omega t + n \cos \varphi dm = -\frac{1}{2} mg l \cos \varphi.$$

Після підстановки в канонічні рівняння маємо

$$\ddot{\varphi} - \frac{3}{2} \omega \frac{e}{l} \sin(\varphi - \omega t) (\dot{\varphi} - \omega) + \frac{3}{2} \frac{g}{l} \sin \varphi = 0.$$

Для спрощення рівняння введемо нову узагальнену координату і нові константи за формулами

$$\psi = \varphi - \omega t, \varepsilon = \frac{3}{2} \frac{e}{l}, k^2 = \frac{3}{2} \frac{g}{l}.$$

Остаточно рівняння руху системи набуває вигляду

$$\ddot{\psi} - \varepsilon \omega \sin \psi \dot{\psi} + k^2 \sin(\psi + \omega t) = 0.$$

### Література

1. Біловол О.В., Сучасна фізика як новітня натуральна філософія, Харків: ФОП Панов А.М., 2019.

Науковий консультант: Біловол О.В., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

## ІСТОРІЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ РОЗВІДНИХ МОСТІВ

Розвідний міст – інженерна споруда, яка має рухоми пролітну будову, що призначена для пропуску суден; цей тип мосту використовується для швидкого перекриття водних перешкод, чим перешкоджають рух техніки, або навпаки, забезпечують швидкий прохід [1].



Рис. 1. Типовий розвідний міст

Коротко розглянемо історію розвідних мостів. Розвідні мости мають довгу історію. Перші з'явилися у Середньовіччі (підйомний або фортечний міст). Поширення набули під час війн XIX століття. Інженерні війська досить добре розвивалися, з'явилися такі винаходи як телеграф і пароплави, що допомагали у військовій справі.

Перші розвідні мости склалися з понтонних плавучих човників, що з'єднувалися між собою. У 1855 році в Англії виник перший військовий міст, що складався з сталевих понтонів. Його використовували у Кримській війні (1853-1856 рр).

Розвідні мости використовувалися у Першій світовій війні, які виготовлялися з кабелів та дерев'яних дошок. У Другій світовій вони стали більш зручними та мобільні, використовували для швидкого пересування військової техніки.



З часом, розвиток технологій дозволив створити сучасніші розвідні мости, виготовлені з алюмінію та сталі. Сьогодні вони можуть бути складними технічними спорудами, які забезпечують швидкий та ефективний прохід.

**Переваги та недоліки.** Зрозуміло, що розвідні мости дуже корисні у військовій справі. Важливим плюсом є те, що йому не потрібен високий проліт для забезпечення пропуску суден, а отже не потрібні високі опори та довгі в'їзди.

Щодо недоліків. Механізми такого моста потребують постійного ремонту та технічного обслуговування. Вони не можуть забезпечити рух наземного транспорту під час проходження судна.

**Конструкція розвідних мостів.** Сучасному розвідному мосту потрібно три приводи: основний (електрохімічний або електрогідравлічний), резервний (від двигуна внутрішнього згорання) і аварійний (ручний). А також гальмівні пристрої, які плавно знижують швидкість у крайніх точках та зупиняють міст у будь-якому проміжному положенні.

Сучасні розвідні мости мають різноманітні конструкції. Їх можна поділити на: переносні та основні.

Переносні мости – інженерні споруди, що містять у собі невелику кількість елементів. Вони допомагають швидко перейти на нові позиції та відступити від ворога. Дуже зручні у користуванні. Складаються з двох головних елементів: прогін та платформа.

Наведемо коротку класифікацію розвідних мостів:

- мости, що розводяться підняттям середньої частини;
- мости першого типу (прогін піднімається в горизонтальному положенні вгору);
- мости другого типу (прогін піднімається, обертаючись навколо одного з шарнірів);
- поворотні мости (розводиться поворотом середньої частини на 90°, таким чином середня частина стає паралельною річищу річки).

**Розвідні мости України.** Розвідні мости – невід’ємна спадщина Миколаївщини. Перші розвідні мости були простими дерев’яними конструкціями, зведеними в ХІХ столітті для проходження човнів. Ними керували вручну, фізично підіймали і опускали споруду. Саме ці мости відіграли важливу роль у торгівельному розвитку міста. Наприкінці ХІХ на початку ХХ століття у Миколаєві побудували нові мости, які оснастили гідравлічними або електричними двигунами. Наразі є два основні типи розвідних мостів: підйомний та поворотний. Підйомний розвідний міст – найпростіший тип. Використовується там, де повинні проходити човні, призначений для пішохідного та автомобільного сполучення [2-3].

### **Інгульський міст.**

Довжина становить 422 м, ширина – 18,5 м (4 автодорожні смуги, 2 тротуари завширшки 2,25 м). Розвідний прогін, який забезпечує габарит 55 м, завширшки 60 м – керується гідравлічними циліндрами. Фундаменти – на оболочках діаметром 0,6 м. Тіло опор – збірно-монолітне. Споруди прогону: естакадна частина – збірні залізобетонні балки (33 м). Русловий прогін (76,25 м) – розвідний, сталевий, однокрилий з противагою; вага дозволяє вручну розвести міст.

Інгульський міст до 1996 року був найбільшим мостом з розвідною частиною у Європі.



Рис. 2. Інгульський міст

Поворотний міст – експлуатується у Миколаєві. Здійснюється обертання навколо центрального шарніру, приводиться в дію гідравлічними або електричними двигунами.

**Південнобузький міст.** Довжина – 750,7 метрів. Загальна довжина разом з насипною частиною становить близько 2 кілометрів. Розвідна частина довжиною 128,73 м. Ширина мосту – 15,7 м, проїжджа частина – 10,5 м, два тротуари по 2,11 м. Прогонові будови:

- 65,4 м – складається з 4-х попередньо напружених залізобетонних балок. Висота на опорі – 3,4 м, у прольоті – 3,25 м. Товщина плити – 18 см.
- 18 і 27,4 м – монолітні залізобетонні.
- Розвідний проліт – залізобетонна плита, що знаходиться в напруженому стані.

Опори: монолітні залізобетонні. Фундаменти: Всього занурено 138 палів, з них: 117 з нахилом (решта практично вертикально), 46 штук з розширенням (на 4 опорах).



Рис. 3. Південнобузький міст

Найбільшою проблемою розвідних мостів Миколаєва – потреба у модернізації, ремонті та оновленні.

В підсумку можна сказати, що розвідні мости є досить корисними та зручними, тож потрібно реставрувати та оновлювати вже існуючі такі мости в Україні та будувати нові. В подальшому, планується розвивати дану роботу, та порівняти характеристики різних типів розвідних мостів, наприклад, порівняти кінетичну енергію що виникає внаслідок роботи мостів.

## Література

1. Розвідні мости URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Розвідний\\_міст](https://uk.wikipedia.org/wiki/Розвідний_міст)  
(дата звернення 25.03.2023)
2. Інгульський міст URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Інгульський\\_міст](https://uk.wikipedia.org/wiki/Інгульський_міст)  
(дата звернення 28.03.2023)
3. Варварівський міст URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Варварівський\\_міст](https://uk.wikipedia.org/wiki/Варварівський_міст) (дата звернення 28.03.2023)

Науковий консультант: Нескреба Е.Є., асистент каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

Ессааді Акрам (Марокко), студент групи А-20-21,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Рень Ціншен (КНР), студент групи МІТ-М222ік.е  
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

## **ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАФТОВОГО ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА**

Проблема недостатності енергетичних ресурсів в Україні вимагає розробки покладів високов'язкої нафти, розташованих на великій глибині [1]. Дуже часто родовища з великою глибиною залягання використовуються нерационально через відсутність або низьку ефективність насосного обладнання [2]. Тому, проблема налагодження свердловин з видобутку високов'язких нафт є досить актуальною. Підвищення ефективності перекачування нафти є складним завданням через значну різноманітність складу, фізичних властивостей і домішок, з яких може складатися нафта. Тому ККД використовуваного насоса може не відповідати проектним параметрам [3] і бути значно меншим, ніж у таких же насосів при перекачуванні води або масла для гідроприводів. Зі зниженням ефективності класичних насосів доцільним стає пошук і використання нових технологій перекачування на основі струминної техніки.

Струминні насоси можна розділити на два основних типи: прямоточні струминні насоси і насоси з вихровою камерою - вихорокамерні насоси (ВКН) [4]. Перший вже використовується в нафтогазовому комплексі, а другий розроблений для перекачування сипучих середовищ. Тому їх дослідження та характеристики для перекачування нафти на сьогоднішній день не проводились. Загалом струминна техніка має незаперечні переваги: довговічність, надійність, простота конструкції. Однак струминні насоси мають дуже низький ККД. Їх ефективність для перекачування нафти часто знаходиться в межах 7-15%.

Існує кілька причин використання струминної технології в нафтових свердловинах: встановлення струминного ежектора над динамічним рівнем

свердловини дозволяє стабілізувати подачу електровідцентрового насоса; відбір нафтового газу із затрубного простору свердловини, що полегшує підйом продукції на поверхню [5].

Загалом ВКН мають значно вищу ефективність перекачування сипучих середовищ порівняно з прямоточними струминними насосами. У ВКН можуть бути реалізовані два робочі процеси. Ці робочі процеси відрізняються енергетичними параметрами на виході з насоса і реалізуються зміною геометричних параметрів двох основних каналів: тангенціального каналу на виході з насоса і тангенціального каналу на вході (схема насоса наведена на рис. 1). ВКН складається з вихрової камери і чотирьох вхідних і вихідних каналів: двох аксіальних всмоктувальних каналів і двох тангенціальних вхідного і вихідного каналів. Позитивний вплив відцентрової сили дозволяє розраховувати на підвищення ККД струминного насоса зі збільшенням гідравлічної енергії вихідного потоку. Це підтверджено теоретичними дослідженнями та експериментальними характеристиками.

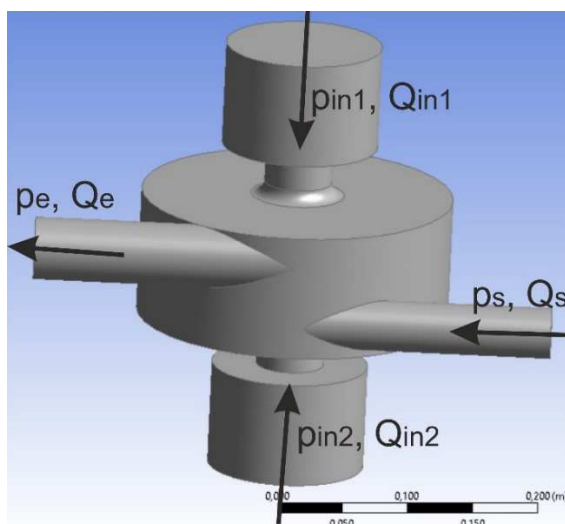


Рис. 1. Розрахункова схема вихорокамерного насоса

Попередні дослідження пристроїв з вихровою камерою показали, що газ, що міститься в рідині, може виділятися з неї в зоні низького тиску і погіршувати умови роботи вихорокамерних пристроїв. Цей газ утворює вихрові шнури і перешкоджає здійсненню робочого процесу [6]. Для перекачування нафти наявність газу в ній також призводить до необхідності враховувати цей

фактор. Тому актуальним стає дослідження ВКН для нафти з урахуванням можливого газу, розчиненого в нафті. Крім того, специфіка перекачування нафти та розташування струминного насоса в свердловині потребують дослідження впливу надлишкового тиску в каналі всмоктування на характеристики насоса.

Математичне моделювання проведено в спеціалізованому комплексі прикладних програм OpenFoam. Попередньо створювалася тривимірна модель та її сіткова модель для розрахунку. Підтверджено адекватність моделювання на основі порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними шляхом порівняння тисків, витрат та ефективності. Рівняння математичної моделі представляли рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом, рівняння Релея-Плессета для дослідження руху газової фази у рідині, рівняння нерозривності та рівняння SST моделі турбулентності. Під час дослідження проведено аналіз чутливості рішення до сіткового розбиття. Вирішення рівнянь здійснено у стаціонарній постановці і процес вирішення закінчувався коли нев'язання рівнянь досягали значень  $10^{-5}$ , крім того обов'язковою умовою закінчення розрахунку вважалося досягнення стабільної витрати у всіх каналах (витрата не змінювалася за ітераціями протягом 100 ітерацій). Загалом процес вирішення потребував приблизно 3000 ітерацій.

Дослідження проведено на основі числового розрахунку математичної моделі, що складалася з рівнянь Рейнольдса [6], рівняння нерозривності, SST моделі турбулентності та рівняння Релея-Плессета [7]. Останнє рівняння використано для розрахунку виділення та зростання пухирців газу у рідині:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (1)$$

де  $R_B$  - радіус бульбашки;  $p_v$  - тиск в бульбашці;  $p$  - тиск навколо бульбашки;  $\rho_f$  - густина рідини;  $\sigma$  - коефіцієнт поверхневого натягу;  $t$  - час.

Для порівняння характеристик роботи ВКН та особливостей розрахунку виконано два види розрахунків: перший розрахунок впливу тиску в каналі

всмоктування – суміш нафти та газу із газовмістом 5 % без урахування в математичній моделі рівняння Релея-Плессета, тобто без моделі кавітації. Другий розрахунок виконано за вищенаведеною математичною моделлю кавітації.

Граничні умови розрахунку були наступні: у вхідному тангенціальному каналі задавався динамічний тиск, у вхідних осьових каналах входу – відкрита границя Opening з тиском 96000 Па, що дозволяє рідині як потрапляти у розрахунковий домен так і залишати його без ускладнення розрахунку. Для моделювання впливу тиску в каналах всмоктування значення тиску на цій границі змінювалося в широкому діапазоні від 0 до 96 кПа. У вихідному тангенціальному каналі задано нульовий тиск. У вхідному каналі задано динамічний тиск. Фізичні властивості рідини для розрахунку: нафта з густиною  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  та динамічною в'язкістю  $\mu = 0,004 \text{ Па с}$ .

Для визначення впливу тиску у каналі всмоктування дослідження проведено для п'яти різних тисків: 96 кПа, 80 кПа, 60 кПа, 30 кПа та 0 у відношенні до тиску в каналі живлення характеристики з  $p_{in} = 96 \text{ кПа}$  та  $p_e = 0$ : 0,27; 0,23; 0,18; 0,094 та 0 відповідно.

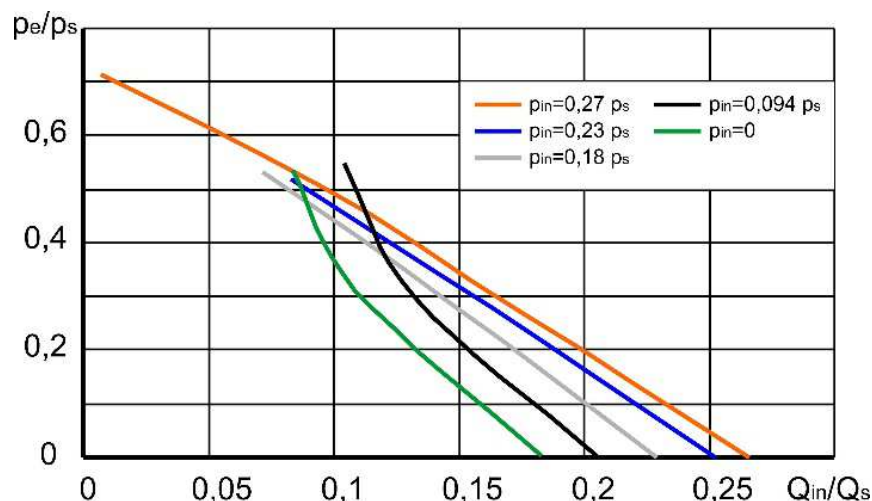


Рис. 2. Характеристики ВКН за різного тиску в каналі всмоктування

Аналіз максимальних витрат, що всмоктується насосом показує, що зі збільшенням тиску в каналі всмоктування, збільшується й витрата. Це можна бачити на рис.2, на якому представлені характеристики ВКН. Збільшення



надлишкового тиску в каналі всмоктування до  $0,27 p_s$ , дозволяє збільшити максимальну витрату всмоктування на 44 %.

Зменшення відносного корисного тиску на виході зменшує ефективність перекачування. В зоні порівняно малих витрат всмоктування відбувається збільшення ККД та відносного тиску для варіантів перекачування без використання надлишкового тиску в каналі всмоктування. Відбувається лінійне зменшення відносного корисного тиску на виході з насосу в режимах відсутності статичного тиску на виході. Також, відбувається практично лінійне зростання витрати всмоктування, але з більшим кутом нахилу характеристики, що приводить до збільшення відносного ККД.

ККД серійного промислового насосу прямооточного струминного типу НСФБ 39/45 приблизно 3%. Отриманий ККД вихорокамерного насоса більше ніж в 2,5 рази перевищує ККД НСФБ 39/45, крім того, внаслідок використання вихрової камери, загальний габаритний розмір насоса зменшено більше ніж в 3 рази.

Аналіз результатів розрахунку показує незначну зміну концентрації газу для випадку моделі без урахування кавітації та значне виділення газу з нафти під час розрахунку за моделлю з кавітацією.

## **Висновки**

Особливості моделювання двофазної рідини дозволяють дослідити кінематичні параметри руху кожної фази та за результатами розрахунку швидкостей можна констатувати, що неврахування моделі кавітації приводить до того, що концентрація газу в проточній частині ВКН дуже мала й не перевищує 1%, що можна вважати неадекватним результатом, тому що результати фізичних експериментів доводять, що зниження тиску поблизу осі обертання вихрової камери все ж таки приводить до значного виділення газу з рідини. Для подальших розрахунків необхідно використовувати модель Релея-Плессета.

Розрахунок інтегральних параметрів підтвердив, що проблемою отримання картин течії є неспівпадіння результатів розрахунку за різними моделями. Слід зазначити, що значення ККД насосу під час розрахунку за моделлю кавітації виявився значно меншим ніж за розрахунком без урахування моделі кавітації. Це можна пояснити виділенням газу з нафти, що утворює проблеми всмокутвання нафти у насос. Іншою причиною зниження ККД може бути той факт, що у формулі для визначення ККД використовується густина, а у випадку великої концентрації газу густина суміші значно відрізняється від густини нафти, що може впливати на точність розрахунку ККД.

### Література

1. Bazaluk, O., Dubei, O., Ropyak, L., Shovkoplias, M., Pryhorovska, T., Lozynskyi, V. Strategy of compatible use of jet and plunger pump with chrome parts in oil well. *Energies*, 15(1), 83 (2021). <https://doi.org/10.3390/en15010083>
2. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics for the Planetary Hydraulic Motor. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, 2021, 744-754, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_72](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72)
3. Panevnyk, D. Study on characteristics of a downhole vortex jet pump. *Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology*, 2 (2021). DOI: 10.51865/JPGT.2021.02.03
4. Rogovyi, A., Korohodskyi, V., Neskorozhnyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S. (2022). Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_21)
5. Rogovyi, A., Neskorozhnyi, A., Krasnikov, S., Tynyanova, I., Khovanskyi, S. (2023). Improvement of Vortex Chamber Supercharger Performances

Using Slotted Rectangular Channel. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8\\_52](https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_52)

6. Smirnov, P.E., Menter, F.R.: Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*, 131(4), 041010 (2009).

7. Tiwari, G., Kumar, J., Prasad, V., & Patel, V. K. (2022). CFD Investigation for Surface Roughness Effects on the Hydrodynamics of Cavitating Turbulent Flow through a Low Head Prototype Francis Turbine. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 15(5), 1593-1607. 10.47176/jafm.15.05.33301.

Науковий консультант: Роговий А.С., проф. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

## **ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВАЛІВ РЕДУКТОРІВ У INVENTOR**

Анотація: Вали є поширеними елементами машин і виконують важливі функції по передачі обертального моменту і підтриманні різних елементів, що обертаються. Під час проектування, розробки і моделювання розробники користуються різними сучасними досягненнями науки і техніки. Ми в цій роботі скористалися САПР Inventor і висвітлюємо переваги і недоліки використаних інструментів проектування валів, а також пропонуємо способи розв'язання поточних питань пов'язаних з особливостями процесу тривимірного моделювання валів і переходу до креслень.

Постановка завдання: провести аналіз способів тривимірного моделювання валів для виявлення переваг і недоліків та надання рекомендацій щодо їх використання в певних ситуаціях.

### **Алгоритм створення вхідного валу для ескізної компоновки за допомогою використання тільки ескізів**

Часто вхідний вал це вал-шестерня, тобто вхідний вал виготовляється як єдине ціле з шестернею. Але ми штучно створимо його з трьох частин. Це поліпшить створення умовного позначення зубчастого зачеплення на кресленні валу згідно з ДСТУ в середовищі Inventor. Тому створення моделі вхідного валу складається з двох етапів. Перший - створення валу рис. 1. Другий - приєднання елементів шестерні (рис. 2, 3 і 4).

Більш детально цей процес можна описати наступними пунктами:

- 1) виконуємо попередній розрахунок валу на кручення;
- 2) визначаємо діаметри і довжини ділянок валу;

- 3) створюємо модель валу за допомогою єдиного ескізу;
- 4) перевірка отриманої моделі за розрахунковими розмірами;
- 5) створюємо кільце ніжок зубців;
- 6) створюємо кільце головок зубців;
- 7) створюємо збірку на базі елемента, який створений у пункті 3, елементи, створені у пунктах 5 і 6.

На рис. 1 показаний ескіз вхідного валу без елементів шестерні. Елементи шестерні додаються пізніше, це показано на рис. 2 і рис. 4. Діаметр ділянки під шестерню дорівнює діаметру окружності западин зубів шестерні.

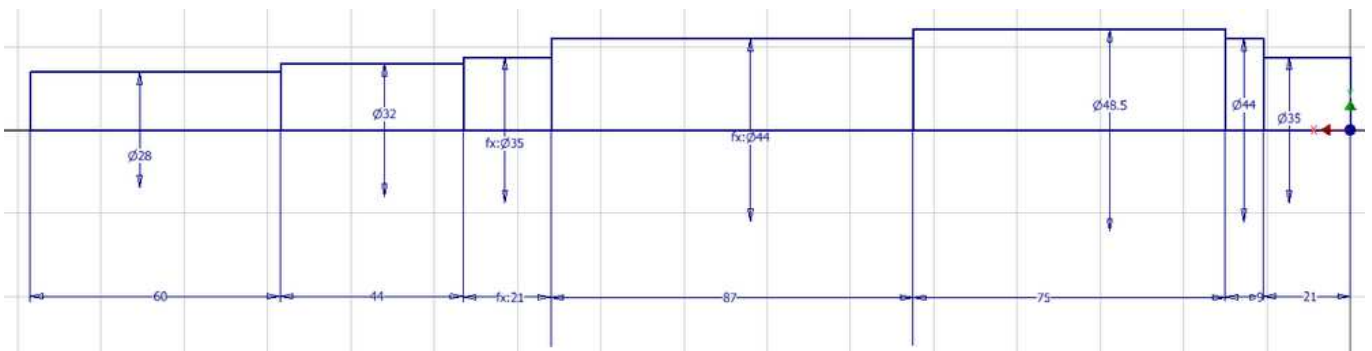


Рисунок 1 - Ескіз вхідного валу

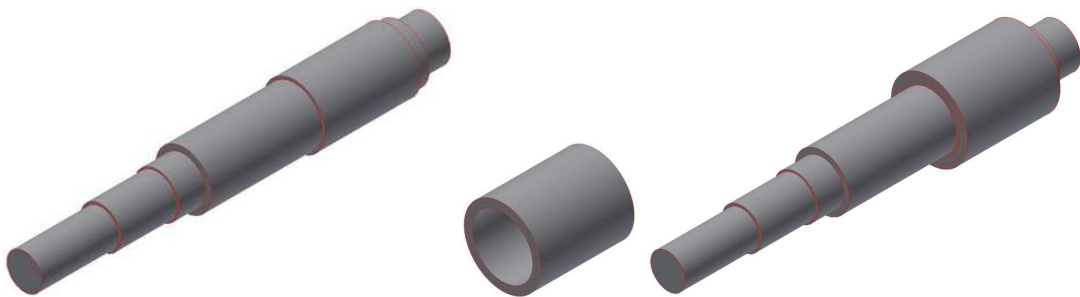


Рисунок 2 - Модель вхідного валу для ескізної компоновки

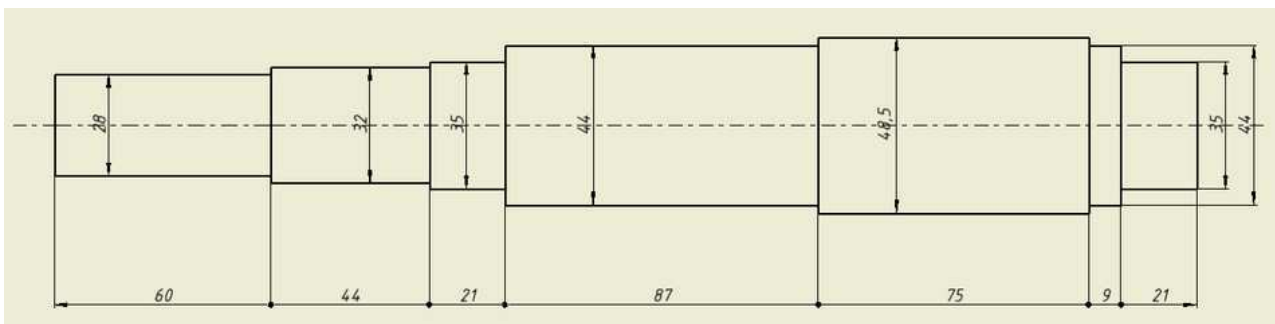


Рисунок 3 - Технічне креслення вхідного валу без елементів шестерні

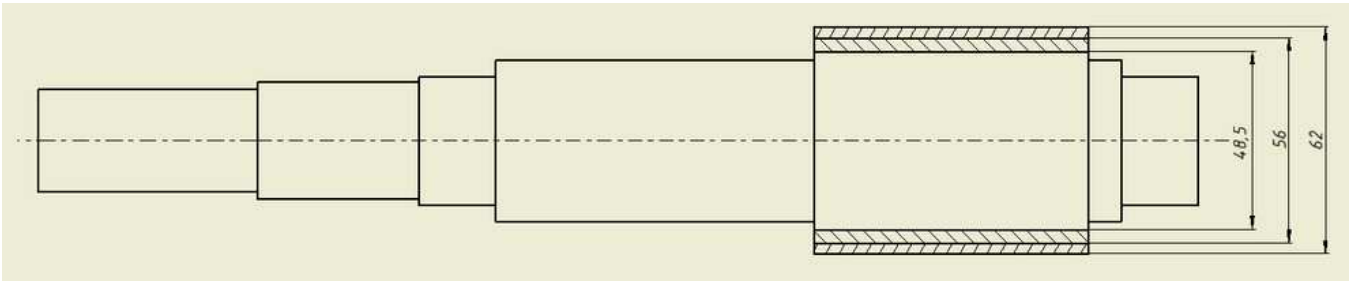


Рисунок 4 - Технічне креслення вхідного валу з елементами шестерні

На наш погляд на етапі компоновки розробка моделі валу за допомогою одного єдиного ескізу полегшує сприйняття конструкції валу, загальну оцінку відносних розмірів ділянок валу не тільки під час розробки, а і під час редагування, перерахунків.

Зручно на початку вивчення конструкції валів (більшість студентів бачать конструкції валів вперше).

Зручно на початку розробки ескізної компоновки валів.

Зручно під час перевірки і виправлення помилок, що торкаються розмірів ділянок валів.

Ескіз в Inventor схожий на кресленик, що поліпшує візуальне сприйняття деталі та покращує розуміння деталі, дозволяє уникнути більшості помилок при розстановці розмірів.

### Алгоритм створення проміжного валу для ескізної компоновки за допомогою використання тільки ескізів.

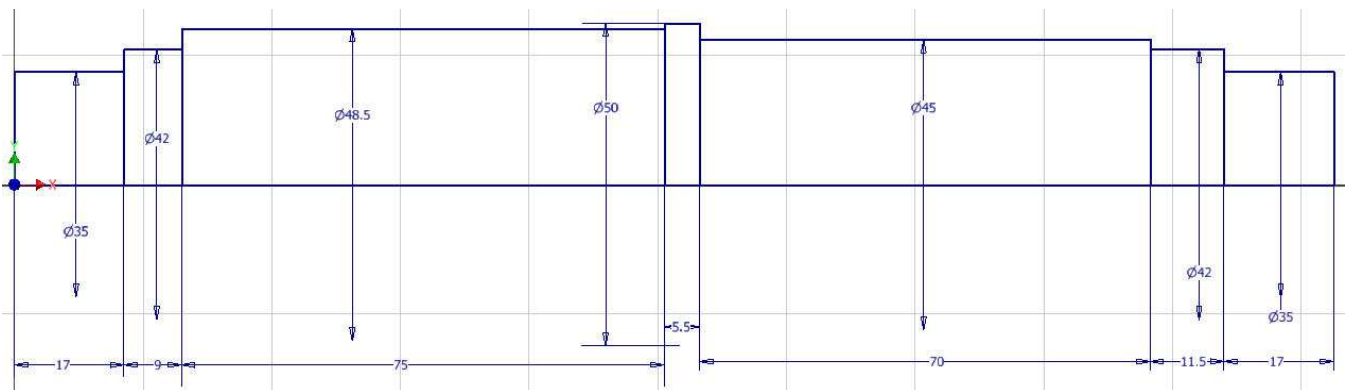


Рисунок 5 - Ескіз проміжного валу



Рисунок 6 - Модель проміжного валу для ескізної компоновки

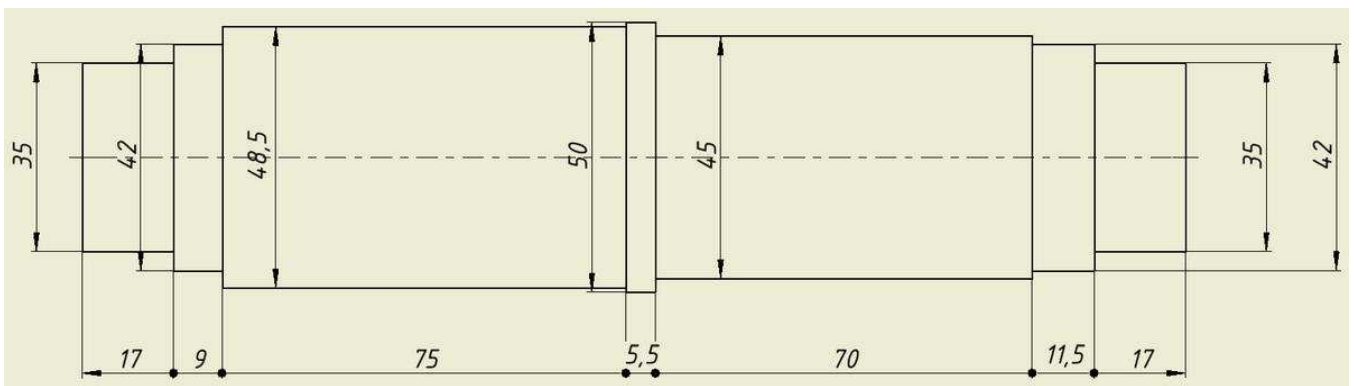


Рисунок 7 - Технічне креслення проміжного валу

**Алгоритм створення вихідного валу для ескізної компоновки  
за допомогою використання тільки ескізів.**

Більш детально цей процес можна описати наступними пунктами:

- 1) виконуємо попередній розрахунок валу на кручення;
- 2) визначаємо діаметри і довжини ділянок валу;
- 3) створюємо модель валу за допомогою єдиного ескізу.
- 4) перевірка отриманої моделі за розрахунковими розмірами

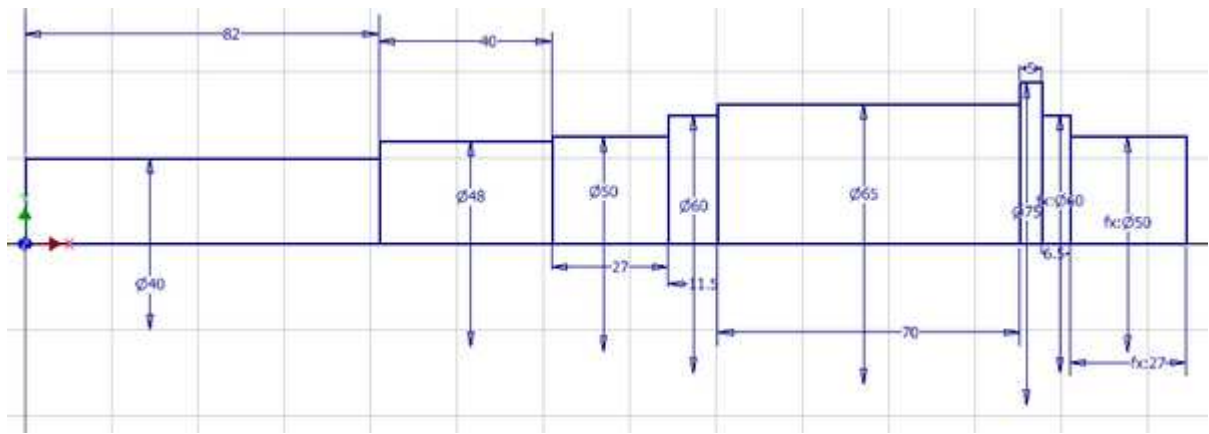


Рисунок 8 - Ескіз вихідного валу



Рисунок 9 - Модель вихідного валу для ескізної компоновки

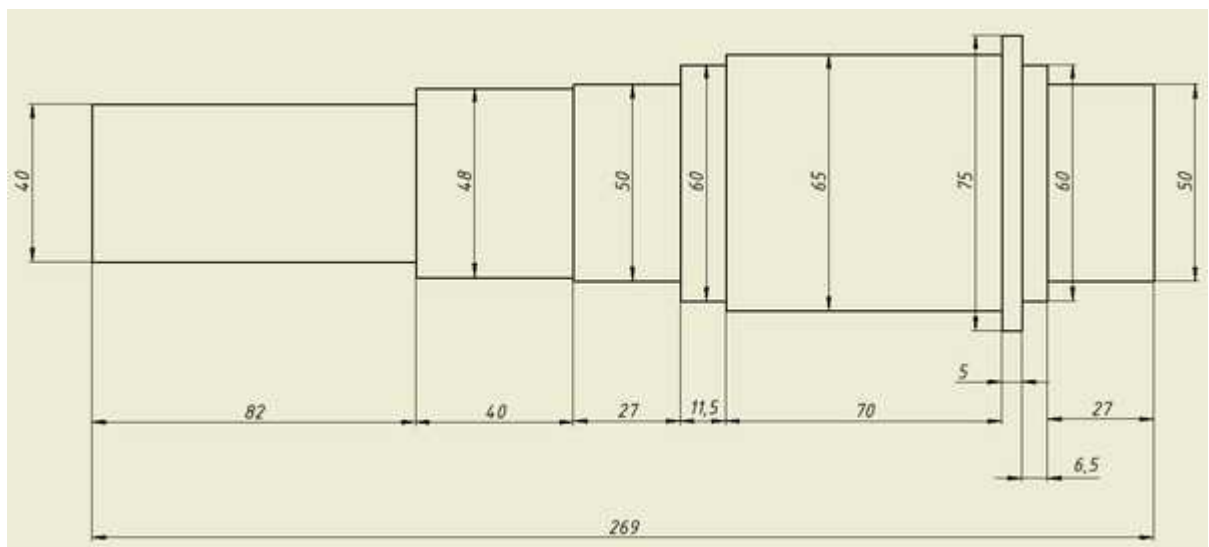


Рисунок 10 - Технічне креслення вихідного валу



Таким чином, можна дійти певних висновків, щодо переваг та недоліків при створенні валу в Inventor за допомогою ескізу.

Переваги:

- дуже зручно на початку вивчення і моделювання валів (для ескізної компоновки);
- зручно створювати, контролювати, перевіряти і змінювати розміри;
- у ескізі одразу видно базову форму усіх ділянок валу і всі розміри цих ділянок;
- значно знижує можливість помилки при розстановці розмірів.

Недоліки:

- більше складніших кроків у подальшому моделюванні елементів валу;
- складніше додавати ділянки вала;
- при моделюванні складних валів з багатьма елементами (наприклад, шпонками) виникає необхідність створення додаткових ескізів.

### **Література**

1. Autodesk | 3D Design, Engineering Construction Software : веб-сайт. URL: <https://www.autodesk.com/> (дата звернення: 31.03.2023)

Науковий консультант: Шарапата А.С., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

Кухтін Ілля, студент групи М-21-21,  
Мещерякова Владислава, студент групи М-22-21,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ЗАГАЛЬНИЙ АНАЛІЗ КЛЮЧОВИХ ПОНЯТЬ ТЕОРІЇ НАДІЙНОСТІ У СФЕРІ ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙ**

Щодо питань відновлення систем та мереж існує проблема, пов'язана з неправильним чи неточним розумінням існуючої термінології. Йдеться про такі поняття, як надійність, стійкість до відмов, безвідмовність, безпека і живучість, а також готовність. Часто ці прогалини в теорії згодом призводять до неправильних рішень на етапі розробки складних структур і, як наслідок, створення ненадійних систем, високу якість функціонування яких неможливо гарантувати. Це веде до зниження економічної ефективності та невдоволення користувачів.

Очевидно, що для запобігання таким проблемам необхідно максимально чітко та впевнено орієнтуватися у відповідній термінології.

В даний час більша частина термінології, що використовується в галузі надійності та живучості, має закордонне походження. На жаль, при перекладі нерідко значення зміст понять спотворюється чи зовсім втрачається. Це призводить до некоректного тлумачення терміну та його використання. У результаті, фахівці можуть неправильно оперувати поняттями, що розглядаються, вводячи в оману не тільки себе, а й інших. З іншого боку, некоректне застосування термінів серйозно отримання правильного рішення виробничих завдань. Розглянемо склад термінів та їх особливості.

Надійність (Dependability). У найзагальнішому сенсі надійність є властивість технічних об'єктів зберігати у часі у межах значення всіх параметрів, необхідні виконання необхідних функцій у заданих режимах і умовах застосування. У цій статті надійність розглядається у контексті функціонування телекомунікаційних систем та мереж.

Avizienis виділяє два підходи до тлумачення надійності. Основним якісним визначенням надійності є здатність системи гарантовано надавати обіцяне користувачеві обслуговування заданої якості. Це визначення відображає важливість виправдання очікувань користувача від сервісу, його довіри до нього. Кількісним визначенням надійності системи є здатність уникати системних відмов, що є за своєю частотою та серйозністю неприйнятними для користувачів.

Основні поняття теорії надійності: справний/несправний стан, працездатний/непрацездатний стан, фактор, що дестабілізує (Fault), пошкодження (Error), відмова (Failure).

У справному стані об'єкт повинен відповідати всім вимогам, встановленим для нього нормативно-технічною та конструкторською документацією. Невідповідність хоча б одній із вимог призводить до несправності об'єкта.

Об'єкт вважається працездатним, якщо значення критичних функціонування параметрів перебувають у межах встановлених допусків. У разі невідповідності допуску хоча б одного з цих параметрів об'єкт визнається непрацездатним. Несправний об'єкт може залишатися працездатним, і, навпаки, непрацездатний об'єкт завжди є несправним.

Дестабілізуючий чинник (Fault) – «вплив на мережу електрозв'язку, джерелом якого є фізичний чи технологічний процес внутрішнього чи зовнішнього стосовно мережі електрозв'язку характеру, що веде до виходу з експлуатації елементів мережі» .

Несправність (Error) - стан технічного пристрою, коли хоча б один з його основних або додаткових параметрів не відповідає вимогам, зумовленим технічною документацією».

Відмова (Failure) – «втрата можливості виробу виконати необхідну функцію» .

За три останні десятиліття надійність системи перетворилася на комплексне, всеосяжне поняття, що включає такі елементи:

- готовність (Availability): готовність (Readiness) до нормального функціонування;
- безвідмовність (Reliability): безперервність нормального функціонування;
- катастрофостійкість (Safety): відсутність катастрофічних наслідків для користувача/ї та навколишнього середовища;
- конфіденційність (Confidentiality): неможливість несанкціонованого доступу до закритої інформації та її оприлюднення;
- цілісність (Integrity): неможливість внесення несанкціонованих змін у систему;
- ремонтпридатність (Maintainability): можливість зміни системи, а також її модернізації та проведення ремонту.

Кількісно атрибути надійності слід оцінювати у відносному, імовірнісному сенсі, а не в абсолютному, детермінованому, оскільки через неминуче виникнення дестабілізуючих факторів системи ніколи не будуть повністю готовими, безвідмовними, безпечними або катастрофічними.

Відмовостійкість (Fault Tolerance). Це властивість технічної системи зберігати свою працездатність після відмови одного чи кількох компонентів. Визначається кількістю будь-яких послідовних одиничних відмов елементів системи, після яких зберігається її працездатність загалом. Головне призначення стійкості до відмови полягає в здатності системи приховувати від користувача відмову окремих її елементів. До атрибутів відмовостійкості відносять: готовність, працездатність (Performability), ремонтпридатність та тістопридатність (Testability).

Відмовостійкість забезпечується різними шляхами. Загалом використовуються механізми виявлення несправностей з подальшим відновленням. Також застосовується техніка маскуваня ДФ. Інші методики мають на увазі виявлення, локалізацію, діагностику ДФ, і навіть реконфігурування системи видалення несправного елемента.

Можна сказати, що відмовостійкість – це властивість, яку система набуває на етапі проектування.

Безвідмовність (Reliability). На відміну від надійності та стійкості до відмови безвідмовність можна сформулювати у вигляді математичної функції. Безвідмовність - це здатність системи чи елемента коректно, безвідмовно функціонувати у заданих умовах протягом встановленого періоду часу. Математично безвідмовність є умовною ймовірністю того, що система виконуватиме задані функції без жодної відмови протягом часу  $t$  за умови, що система повністю працездатна в початковий момент часу.

Головні відмінності безвідмовності від готовності у цьому, що у разі безвідмовності система має безвідмовно функціонувати на інтервалі часу, і відновлення системи після відмови не допускається. Навпаки, готовність передбачає безвідмовне функціонування у конкретний час, у своїй допускається відновлення системи у разі відмови.

До атрибутів безвідмовності відносять ремонтпридатність і тістопридатність. Готовність також вважається атрибутом безвідмовності, хоча можна розглядати її як окремий випадок безвідмовності.

Безпека (Security). Безпека тісно пов'язана з надійністю: вони мають спільні атрибути, але несуть різний зміст. У класичному розумінні безпека передбачає створення навколо системи як фізичної, і віртуальної захисної оболонки. У широкому значенні безпека – це організація захисту об'єкта від небажаних дій. Безпека системи та інформації тісно пов'язана з поняттями конфіденційності, цілісності та готовності. Саме тому безпека і передбачає захист систем, мереж та його елементів від різних несприятливих впливів, і навіть захист інформації (наприклад, захист даних, і програм). Прерогативою безпеки є прогнозування можливих загроз, включаючи загрози зсередини системи (перевищення повноважень, помилки персоналу), і навіть загрози ззовні - вторгнення чи зломи.

Іноді безпека трактується як живучість системи за будь-якого типу зловмисних впливів. До механізмів, що забезпечують виявлення, стійкість до

порушення безпеки і дії на це, відносять криптографію, управління доступом, автентифікацію, фаєрволи, оцінки ризиків, політики, виявлення вторгнень, а також підвищення кваліфікації персоналу. Безпека відрізняє те, що спочатку вона не враховувалася під час проектування багатьох систем, проте згодом ситуація змінилася на її користь.

Щодо атрибутів безпеки думки фахівців суттєво відрізняються. У загальному випадку ці атрибути розглядаються як базис для структури безпеки, а також як фактори, що використовуються для оцінки безпеки системи. Як правило, до них відносять: звітність, контроль доступу, готовність, автентичність/справжність, конфіденційність, цілісність та невідмовність (Non-repudability).

Нижче наведено деякі важливі відмінності безпеки від інших понять:

- безпека головним чином стосується навмисних/шкідливих загроз, тоді як інші поняття розглядають випадкові відмови (за винятком живучості, яка враховує обидва напрями загроз);

- загрози безпеці головним чином виникають з вини людей, таким чином їх (загрози) неможливо змодельовати або дати їм чисельну оцінку за допомогою ймовірнісної методики;

- для забезпечення безпеки системи використовуються інші механізми (криптографія, контроль доступу, автентифікація та ін.);

- безпека на відміну інших понять явно не враховує ремонтпридатність, і рідко звертає увагу завдання відновлення системи чи підтримки її функціонування після атак.

Живучість (Survivability). Живучість системи характеризує її здатність зберігати повну або часткову працездатність при дії причин, що криються за межами системи та призводять до руйнувань або значних ушкоджень певної частини її елементів. Подібні причини поділяють на стихійні та навмисні. Під живучістю мережі найчастіше розуміють властивість мережі зберігати зв'язність при масових руйнуваннях вузлів та ліній зв'язку мережі та

забезпечувати при цьому зв'язок між усіма або більшістю пунктів хоча б зі зниженою якістю.

Живучість системи має ключову мету своєчасне виконання свого завдання. Згідно з одним визначенням, живучість може включати повне відновлення системи, в той час як інші виключають такий варіант. Живість системи фактично можна забезпечити за три кроки: захист, виявлення та дії у відповідь поряд з відновленням.

Подібно до концепції надійності живучість характеризується мінімальним набором атрибутів, таких як безвідмовність, готовність, катастрофостійкість, відмовостійкість, безпека та працездатність.

Концепція живучості застосовна до всієї системи, що надає певні послуги, а чи не до окремої її частини чи елементам. Основною метою є виконання системою свого завдання, а чи не повне їх відновлення. Жива система повинна, в першу чергу, реагувати на несправність та намагатися усунути її негативний вплив до моменту повної відмови. Іншими словами, у ворожій обстановці живуча система може або функціонувати з погіршенням характеристик або працювати так довго, щоб цього часу було достатньо виконання першочергових завдань.

При ретельному аналізі неважко помітити, що поняття, що розглядаються, тісно перегукуються один з одним. Звичайно, це перехрещення проявляється різною мірою, і десь воно менш очевидне і помітне, проте не можна заперечувати його присутність. Винятком буде лише безпека.

Поняття надійності та живучості – з'явилися порівняно недавно, з розвитком технологій і використовуються як комплексні, масштабні поняття. Складність полягає в тому, що терміни, що розглядаються, мають досить багато загальних атрибутів, серед яких є також безвідмовність, відмовостійкість і безпека.

Можна сказати, що ці поняття визначаються різним набором атрибутів (таких як готовність, ремонтпридатність та ін.). Визначення і характеристика цих атрибутів дозволяють точно і правильно встановити справжнє значення

кожного з понять, що розглянуті, знайти між ними смислове відмінність. Так, життєво принципово відрізняється з надійністю. Живучість враховує аспекти безпеки системи та має ширший спектр загроз: внутрішні (дестабілізуючі фактори, старіння елементів, відмови) та зовнішні (атаки, аварії, природні катаклізми).

Часті помилки та неточності в термінології, що виникають на етапі проектування, згодом негативно позначаються в процесі експлуатації. Вони проявляються у погіршенні робочих характеристик, оскільки на етапі розробки були враховані і прораховані всі показники, що впливають на надійність, живучість, безпеку системи. Ось чому вміння грамотно й коректно розбивати основні поняття на атрибути (або цільові функції нижчого порядку) дозволяє істотно спростити завдання проектування складних систем і не допустити їхньої раптової відмови.

Науковий консультант: Красніков С.В., доц. каф. деталей машин і теорії механізмів і машин



## АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З НАДМІРНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ

У структурному аналізі механізмів існує таке поняття, як надмірні чи пасивні зв'язки. Згідно з визначенням, надмірними називаються зв'язки, які не висувають нових кінематичних вимог та їх усунення не збільшує ступінь рухливості механізму [1].

Розглянемо важільний механізм, показаний на рис. 1.

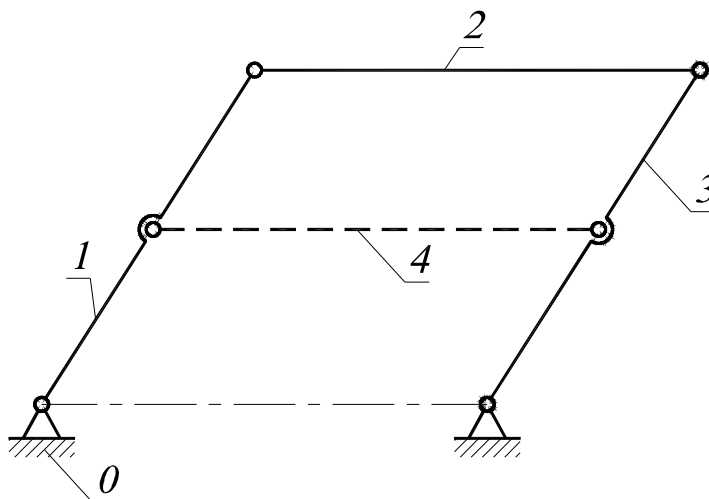


Рис. 1. Важільний механізм

Визначимо число ступенів свободи цього механізму за формулою Чебишева для плоских механізмів [2, 3]:

$$w = 3n - 2p_n - 2p_e = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 2 \cdot 0 = 0, \quad (1.1)$$

де  $p_n = 6$  (0 – 1; 0 – 3; 1 – 2; 2 – 3; 1 – 4, 3 – 4) – число нижчих кінематичних пар;

$p_e = 0$  – кількість вищих кінематичних пар.

Отриманий результат  $w=0$  означає, що розглянута схема є нерухомою, тобто не є схемою механізму.

З практики відомо, що така схема використовується в реальних конструкціях. І має вона реально  $w=1$ .

Приберемо із схеми механізму ланку 4 (рис. 1) і знову визначимо ступінь рухливості механізму:

$$w = 3n - 2p_n - 2p_e = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 2 \cdot 0 = 1, \quad (1.2)$$

де:  $p_n = 4$  (0 – 1; 0 – 3; 1 – 2; 2 – 3) – число нижчих кінематичних пар;

$p_e = 0$  – кількість вищих кінематичних пар.

Одержаний результат  $w=1$  відображає реальну ступінь рухливості даного механізму, а ланка 4 в його схемі є намірним зв'язком.

Надмірні зв'язки в важільних механізмах можуть підвищити їх жорсткість та кінематичну точність. Разом з тим, їх наявність вимагає підвищеної точності виготовлення, інакше в процесі збирання ланки механізму деформуються, що викликає навантаження кінематичних пар і ланок значними додатковими силами. При недостатній точності виготовлення механізму з надмірними зв'язками тертя в кінематичних парах може сильно збільшитися і призвести до заклинювання ланок.

Ще одним прикладом наявності надмірних зв'язків у схемі механізму є планетарний механізм, показаний на рис. 2.

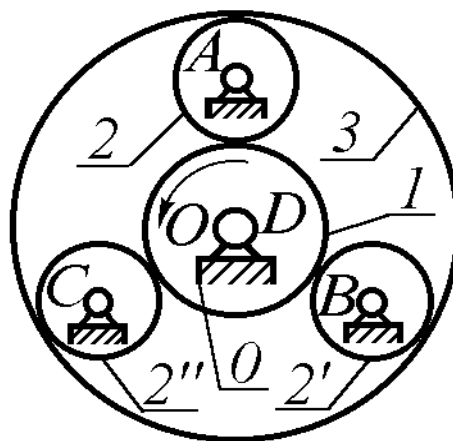


Рисунок 2 – Планетарний механізм

В результаті застосування формули Чебишева його число ступенів свободи  $w = -1$ , що свідчить про статичну невизначеність даного механізму. Разом з цим, вочевидь, у даного механізму реально  $w=1$ .

При цьому зубчасті колеса 2 і 2 є надмірними зв'язками в даному механізмі.

Використання трьох рівноцінних проміжних зубчастих коліс 2, 2', 2'' дозволяє передавати потужність трьома рівними потоками, що знижує навантаженість окремих зубів і, отже, підвищує їхню довговічність.

Механізм чотирициліндрового двигуна внутрішнього згоряння також має надмірні зв'язки (рис. 3):

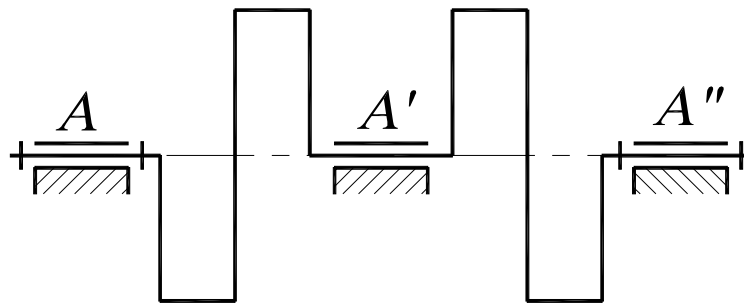


Рис. 3. Механізм чотирициліндрового двигуна внутрішнього згоряння

Колінчастий вал чотирициліндрового двигуна утворює з підшипником A однорухливу обертальну пару, якої цілком достатньо з погляду кінематики даного механізму з одним ступенем свободи. Однак, враховуючи велику довжину валу та значні сили, що навантажують колінчастий вал, доводиться додавати ще два підшипники A' та A'', інакше система буде непрацездатною через недостатню міцність і жорсткість.

Таким чином, можна зробити висновок, що наявність надмірних зв'язків у механізмах виправдана підвищенням міцності, довговічності, навантажувальної здатності, кінематичної точності, жорсткості та інших критеріїв працездатності механізмів. Водночас їх виявлення дозволяє правильно провести класифікацію механізмів та рекомендувати методи їх аналізу.

### Література

1. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.

2. Гречко, Л. П. Важільні механізми, передачі і зачеплення / Л. П. Гречко, В. А. Перегон. – Харків: ХНАДУ, 2023. – 220 с. (електронна версія).

3. Гречко, Л. П. Синтез механізмів і динаміка машин / Л. П. Гречко, В. А. Перегон. - Харків: ХНАДУ, 2023. – 218 с. (електронна версія).

Науковий консультант: Поваляєв С.І., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

Пивовар Дмитро, студент групи АА-21-21,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ВИКОРИСТАННЯ РІЗНИХ МОДЕЛЕЙ НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

Поступові відмови, що виникають в елементах конструкцій, зумовлені незворотними явищами, які виникають за їхньої експлуатації в результаті втомленості, зносу, накопичення пластичних деформацій, корозії, ерозії тощо. Всі ці явища можна описати в рамках єдиної напівемпіричної теорії, в якій пов'язані швидкість накопичення пошкоджень та різні фактори, що характеризують умови навантаження, стан навколишнього середовища, здатність матеріалу опиратися різним типам впливів.

На сьогодні існує величезна кількість моделей, які застосовують для опису процесу накопичення пошкоджень, однак до найбільш поширених слід віднести моделі, що описуються за допомогою кінетичних рівнянь. Так, наприклад, за допомогою таких рівнянь можна описати дві основні стадії руйнування – стадію розсіяних пошкоджень і стадію поширення макроскопічних тріщин.

Для повного опису процесу руйнування необхідно мати два різних рівняння пошкоджень, одно з яких відноситься до першої стадії розсіяних пошкоджень, друге – до другої стадії локальних пошкоджень. Крім того, необхідно ще встановити умови завершення першої та початку другої стадії, яка завершується повним руйнуванням конструкції за досягнення тріщинами їх критичних розмірів. Однак за переважної більшості випадків ресурс роботи оцінюють на основі тільки однієї з названих стадій.

При поступових відмовах в якості компонент вектору параметрів працездатності  $z(t)$  зручно узяти міри пошкоджень в заданих точках конструкції, що відповідають різним моделям поступових відмов. Причому, кожна міра пошкоджень  $z(t)$ , як правило, нормується  $0 \leq z(t) \leq 1$ . У

початковий момент часу  $\mathbf{z}(0) = \mathbf{0}$ , а у момент руйнування  $t = t_*$   $\mathbf{z}(t_*) = \mathbf{1}$ . Кінетичні рівняння пошкоджень (КРП), що описують процес накопичення пошкоджень при поступових відмовах механічного походження, в найзагальнішому вигляді можна представити у вигляді

$$dz(t)/dt = F[\mathbf{z}(t), \lambda(t), \mathbf{R}(t), \mathbf{C}(t)], \quad (1)$$

де  $\mathbf{z}(t)$  – міра пошкоджень;  $F[\cdot]$  – детермінована невід’ємна для кумулятивних моделей відмов скалярна лінійна або нелінійна функція;  $\lambda(t)$  – амплітудне значення параметра напружено-деформованого стану при простому гармонійному навантаженні;  $\mathbf{R}(t)$  – вектор параметрів базових залежностей;  $\mathbf{C}(t)$  – вектор параметрів, що характеризують вплив зовнішнього середовища.

Кінетичні рівняння (1) можна класифікувати залежно від закладеної в них моделі: лінійної, нелінійної, автотельної тощо.

Лінійне кінетичне рівняння пошкоджень базується на гіпотезі Пальмгрена-Майнера у вигляді:

$$dz(t)/dt = F[\lambda(t)] = C(\lambda(t))\lambda^{m(\lambda)}, \quad (2)$$

де  $\lambda(t)$  – амплітуда деформацій або напружень;  $C$  і  $m(\lambda)$  – деякі шматочно-постійні функції.

Незважаючи на величезну популярність рівнянь типу (2), що зумовлено достоїнством рівняння – простота, обмежена кількість констант, які визначаються з експериментів із довговічності за втомленістю, вони мають ряд недоліків – погане узгодження розрахунків з реальними результатами при деяких режимах навантаження.

Одним з шляхів подолання цього недоліка є використання корегованої лінійної гіпотези сумування пошкоджень від втомленості, а також автотельної гіпотези накопичення пошкоджень (виділення окремо залежності від  $\lambda(t)$  і  $\mathbf{z}(t)$ ) у вигляді:

$$dz(t)/dt = F_1[\lambda(t)] \cdot F_2[\mathbf{z}(t)]. \quad (3)$$

Ця модель приводить до нелінійного закону сумування пошкоджень, для якого в загальному випадку в правій частині КРП не вдається розділити змінні  $\lambda$  і  $z$ :

$$dz(t)/dt = F[\lambda(t), z(t)]. \quad (4)$$

Є достатньо багато рівнянь відповідно до моделі (4), але більшість з них можна описати за допомогою рівняння у вигляді:

$$dz(t)/dt = [\rho(\lambda)/N(\lambda)] z^{[\rho(\lambda)-1]/\rho(\lambda)}, \quad (5)$$

де  $\rho(\lambda)$  – незростаюча функція амплітуди напружень  $\lambda(t)$ ,  $\rho(\lambda) > 1$ .

Враховуючи неперервну тенденцію сучасного машинобудування до зниження запасів міцності та підвищенню експлуатаційної надійності, поряд із забезпеченням опору елементів конструкцій пружним деформаціям важливе значення набуває аналіз і обґрунтування опору непружним (пружно-пластичним) деформаціям. За таких умов деформування утворення граничних станів стає можливим за числом циклів навантаження на рівні сотень і тисяч. В цьому випадку розрахунок циклічної несучої здатності базується на деформаційних критеріях опору малоциклового руйнування.

Для випадку циклічного деформування КРП деформаційного типу можна будувати за аналогією із силовими рівняннями (1):

$$dz(t)/dt = F[\varepsilon(t), z(t)]. \quad (6)$$

У найпростішому випадку:

$$dz(t)/dt = F[\varepsilon(t)] = C(\varepsilon(t)) \varepsilon^{m(\varepsilon)}, \quad (7)$$

де  $C(\varepsilon(t))$  і  $m(\varepsilon)$  – шматочно-постійні функції.

При розгляді другої стадії процесу руйнування за поступових відмов, на якій відбувається зростання однієї або низки магістральних тріщин, використовують підходи механіки руйнування, які дозволяють у часі описувати поширення тріщин втоми.

Відома велика кількість різних формул для опису поширення тріщин втоми при циклічних навантаженнях, амплітуда яких не сягає границі текучості матеріалу, тобто має місце багатоциклова втомленість. В загальному випадку

для тріщин можна використовувати рівняння (1), в яких у якості  $z(t)$  беруть поточну довжину тріщини  $l(t)$ , а у якості основного параметру, який характеризує швидкість поширення тріщини, приймають коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) біля вершини тріщини:

$$dl(t)/dN = F[K_{min}, K_{max}, B_1, \dots, B_m], \quad (8)$$

де  $K_{max}$ ,  $K_{min}$  – відповідно максимальне та мінімальне значення КІН,  $B$  – вектор констант, константи  $B_1, \dots, B_m$  характеризують руйнування від втоми не матеріалу, а конструкції.

Основною та вичерпною характеристикою циклічної тріщиностійкості матеріалу є діаграма руйнування від втоми в координатах швидкість поширення тріщини втоми  $v = dl(t)/dN$  (м/цикл) – розмах КІН  $\Delta K = K_{max} - K_{min}$  (МПа·м<sup>1/2</sup>), (або в координатах  $lg(v) - lg(\Delta K)$ ) (Рис. 1), яка обмежена ліворуч значенням  $K_{th}$  – пороговим (від англ. threshold – поріг) значенням КІН, коли за величин КІН, менших  $K_{th}$ , тріщина не поширюється, а праворуч значенням  $K_c$  – критичним значенням КІН, за наближення до якого починається стрімке зростання тріщини, далі переходячи до стадії долому.

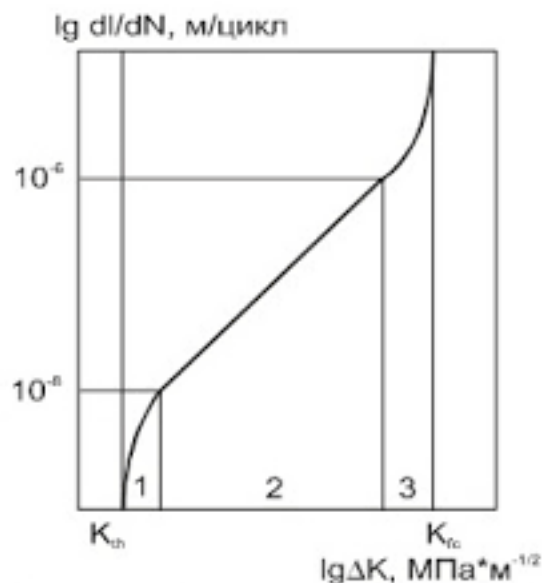


Рис. 1. Діаграма поширення тріщини

На діаграмі виділяють три характерних ділянки, які відрізняються різним характером і швидкістю поширення тріщин втоми.



На першій швидкість поширення тріщин втоми лежить в інтервалі  $0 < v < 10^{-8}$  (м/цикл). Ця ділянка мало вивчена, за порогове значення  $K_{th}$  приймають значення, за яких  $v$  різко зменшується, а середній приріст довжини тріщини за цикл відповідно дорівнює порядку постійної решітки  $10^{-10} - 10^{-8}$  (м/цикл).

На другій ділянці  $10^{-8} < dl(t)/dN < 10^{-6}$  (м/цикл).

На третій швидкість  $v$  необмежено зростає. Точці перегібу на діаграмі відповідає  $(K_{th} - K_c)^{1/2}$ . Таким чином, аналітичний опис руйнування від втоми має враховувати всі зазначені особливості.

В загальному випадку формули набувають вигляду:

$$dl(t)/dN = F[(\Delta K, B)]. \quad (9)$$

Найбільш простим з рівнянь є рівняння Періса, яке описує другу ділянку поширення тріщин втоми зі швидкостями  $10^{-8} < dl(t)/dN < 10^{-6}$  (м/цикл):

$$dl(t)/dN = C(\Delta K)^n. \quad (10)$$

Відомі більш складні рівняння, які враховують декілька ділянок діаграми руйнування від втоми, особливості навантаження, утворення пластичних зон попереду тріщини тощо:

$$dl(t)/dN = C(\Delta K - \Delta K_{th})^n; \quad (11)$$

$$dl(t)/dN = \frac{C(\Delta K)^n}{(1-R)K_c - \Delta K}; \quad (12)$$

$$dl(t)/dN = \frac{C(\Delta K)^n}{[(1-R)K_c - \Delta K]^{1/2}}; \quad (13)$$

$$dl(t)/dN = C(\Delta K_{max})^n (\Delta K)^m; \quad (14)$$

де  $R = K_{min}/K_{max}$  – коефіцієнт асиметрії циклу.

Узагальненням великої кількості рівнянь для повних діаграм руйнування від втоми є наступне рівняння:

$$dl(t)/dN = \frac{AK_{max}^S (K_{max}^m - K_{tN}^m)^q}{(K_{\Sigma}^m - K_{max}^m)^q}. \quad (15)$$

Аналізуючи наведений огляд опису кінетики накопичення пошкоджень для широкого класу поступових відмов машинобудівних конструкцій, необхідно зазначити наявність великої кількості залежностей, що описують швидкість накопичення міри пошкоджень, відсутність універсальних співвідношень даного типу для окремих класів моделей відмов, а також неможливість представлення всіх рівнянь у вигляді (1).

Науковий консультант: Міщенко І.В., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАВОМІРНОСТІ ПРИПУЩЕННЯ ПРО ШАРНІРНЕ З'ЄДНАННЯ СТЕРЖНІВ ПРИ РОЗРАХУНКУ ФЕРМОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Завдяки низькій матеріалоемності, високій міцності і жорсткості ферми широко застосовуються в будівництві і машинобудуванні.

При розрахунку ферм роблять наступні припущення:

- стержні ферми – абсолютно тверді тіла;
- сили їх ваги у порівнянні із зовнішніми навантаженнями малі, тому ними нехтують;
- стержні з'єднані за допомогою ідеальних шарнірів (тертя відсутнє).
- зовнішні сили прикладені до вузлів ферми.
- реакція кожного з опорних стержнів спрямована вздовж осі цього стержня;
- деформації конструкції малі, тому розрахунок ведеться без врахування змінюваності геометрії конструкції.

При цих припущеннях стержні будуть працювати лише на стиск або розтягання. В дійсності ж стержні з'єднуються між собою за допомогою зварювання, групи заклепок або іншим чином, що в будь-якому випадку виключає можливість обертуті відносно умовної точки закріплення. Як наслідок, стержні реальної фермової конструкції будуть знаходитись у складному напруженому стані. На прикладі однієї з ферм дослідимо правомірність припущення про шарнірне з'єднання стержнів.

Нехай маємо ферму (рис. 1.), вертикальні та горизонтальні стержні якої мають однакову довжину  $a$ . Ферма навантажена зосередженим зусиллям  $F$ , що прикладене в одному з вузлів відповідно до схеми. Знайдемо зусилля в стержнях ферми за методом Ріттера.

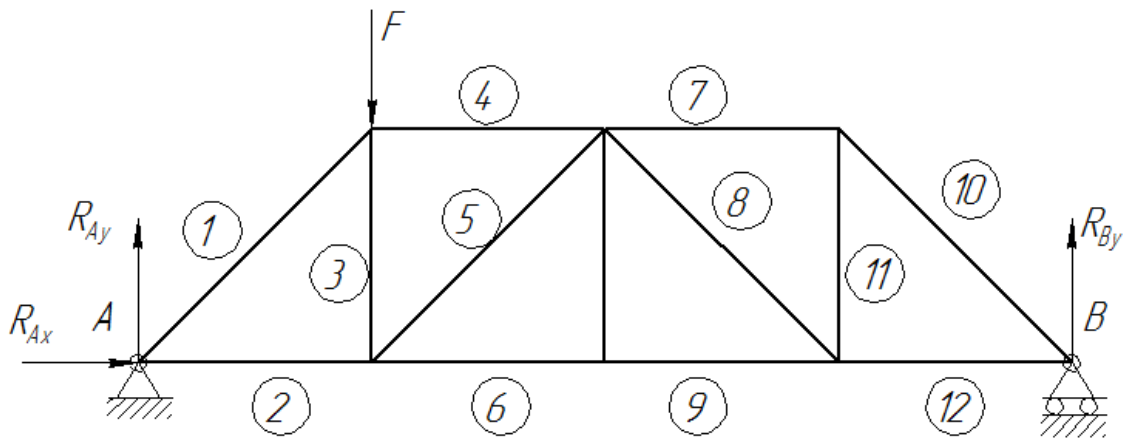


Рис.1. Схема досліджуваної ферми

Спочатку знайдемо реакції у спираннях, складаючи рівняння рівноваги.

Маємо:  $\sum M_A(\bar{F}_i) = -F \cdot a + R_{By} \cdot 4 \cdot a = 0$ , звідки  $R_{By} = \frac{F \cdot a}{4 \cdot a} = \frac{F}{4}$  та

$\sum M_B(\bar{F}_i) = -R_{Ay} \cdot 4 \cdot a + F \cdot 3 \cdot a = 0$ , звідки  $R_{Ay} = \frac{F \cdot 3 \cdot a}{4 \cdot a} = \frac{3 \cdot F}{4}$ ,  $R_{Ax} = 0$ .

За методом Ріттера виконуємо переріз стержнів 1 та 2 і, розглядаючи одну з частин конструкції та складаючи рівняння рівноваги, знаходимо залежності для відповідних зусиль  $S_1 = -R_{Ay} / \sin 45^\circ$ ,  $S_2 = -S_1 / \cos 45^\circ$ .

Аналогічно знаходимо зусилля в решті стержнів.

Приймаючи конкретні вихідні дані ( $F = 2$  кН,  $a = 0,5$  м), отримаємо значення зусиль у стержнях. Максимальні за модулем зусилля спостерігаються саме в стержнях 1 та 2 і становлять  $S_1 = -2,121$  кН та  $S_2 = 1,5$  кН відповідно.

Оскільки за прийнятих спрощень стержні працюють лише на стиск та розтягнення, в них виникають лише нормальні напруження, що можуть бути знайдені за формулою  $\sigma = S/A$ , де  $A$  – площа поперечного перетину. Якщо прийняти, що ферму виконано із квадратного профілю із стороною 15 мм, матимемо площу поперечного перетину  $A = 225 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Відповідно напруження в 1 та 2 стержнях будуть дорівнювати  $\sigma_1 = -9,43$  МПа та  $\sigma_2 = 6,67$  МПа.

Тепер виконаємо розрахунок ферми за відсутності можливості обертання стержнів у шарнірах. Для цього використаємо метод скінченних елементів. В

якості вихідної моделі обираємо ферму за схемою на рис. 1 та раніше прийнятим поперечним перетином стержнів, виконану як одне неподільне об'ємне тіло. При цьому приймемо наступні параметри матеріалу: модуль пружності  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па, модуль зсуву  $G = 8,08 \cdot 10^{10}$  Па, коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ . При розрахунку були використані елементи у вигляді тетраєдрів. Закріплення в точці  $A$  відповідає шарнірно-нерухомому спиранню (із шести ступенів свободи незв'язаним є один), а в точці  $B$  – шарнірно рухомому (із шести ступенів свободи незв'язаним є два).

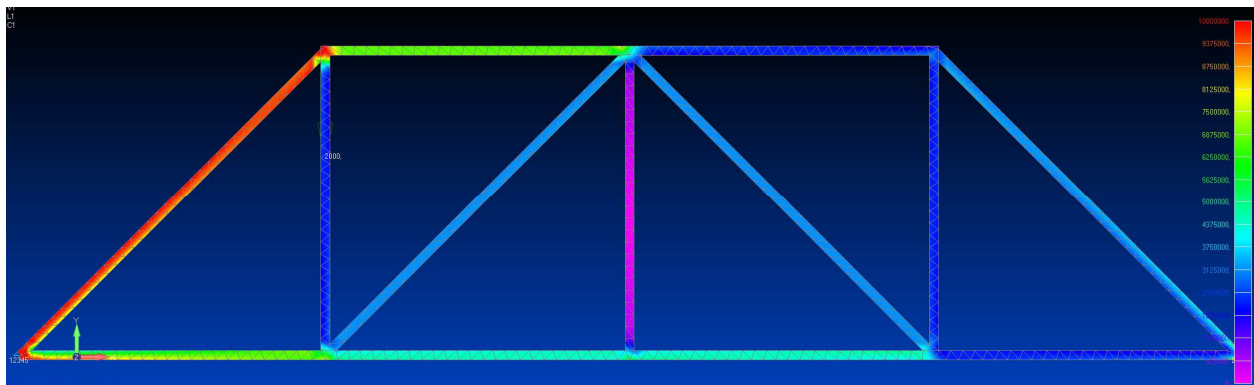


Рис. 2. Розподіл напружень в фермі (von Mises Stress)

В якості критерію, що найбільш повно описує напружений стан конструкції оберемо інтенсивність напружень за Мізесом (рис. 2). У вузлах елементів стержня 1 (див. рис. 1) в залежності від розташування розрахована за допомогою МСЕ інтенсивність напружень склала 9,2...10,8 МПа, у вузлах другого стержня відповідно 6,3...8,2 МПа. Таким чином ми отримали, що

Звісно, в більшості випадків порівнювати різні параметри напруженого стану недоречно, але в конкретній задачі в цьому є сенс. У розглянутому прикладі результати розрахунку мають задовільне узгодження, що підтверджує правомірність припущень, які вводяться при розрахунку фермових конструкцій. Крім того при проектному розрахунку приймаються відповідні коефіцієнти запасу, тому для «швидкого» розрахунку ферм використання згаданих припущень є доцільним. Для більш детального аналізу фермових конструкцій, у тому числі під дією нестационарних навантажень, доцільно використовувати МСЕ.

## Література

1. Рудаков К.М. Вступ у UGS Femap 9.3 (для Windows NT). Геометричне та скінченно-елементне моделювання конструкцій: Посібник. К.: НТУУ „КПІ”, 2009, 282 с.

Науковий консультант: Єгоров П. А., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

Саєнко Микола, студент групи АА-51,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПОРІВНЯННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФОРМ КУЗОВІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

Аеродинамічні характеристики автомобіля відіграють вирішальну роль у його технічних характеристиках, паливній економічності та керованості. Коефіцієнт аеродинамічного опору - це міра опору, якого зазнає автомобіль під час руху в повітрі, а коефіцієнт підйомної сили - сила, що створюється потоком повітря над поверхнею автомобіля. На ці параметри впливають різні фактори, включаючи форму кузова, розмір та орієнтацію автомобіля [1].

У цьому дослідженні ми вивчили вплив різних форм кузова на аеродинамічні характеристики автомобілів за допомогою чисельного моделювання.

Поширені форми кузова легкового автомобіля це седан, купе, хетчбек, універсал (рис. 1). Саме для цих форми було проведено чисельне моделювання аеродинамічних характеристик. 3D-моделі цих автомобілів були створені за допомогою програмного забезпечення для автоматизованого проектування (САПР) та імпортовані в ANSYS Fluent (рис. 2) для чисельного моделювання [2,3]. Моделювання проводилося з використанням стаціонарних усереднених рівнянь Рейнольдса Нав'є-Стокса (RANS), які широко використовуються при моделюванні турбулентних течій. Для врахування ефектів турбулентності в моделюванні використовувалася стандартна  $k-\omega$  модель турбулентності у версії SST. Автомобілі були розміщені у віртуальній аеродинамічній трубі [4], а повітряний потік моделювався за допомогою методу скінченних об'ємів. Моделювання проводилося для швидкості 20 м/с.

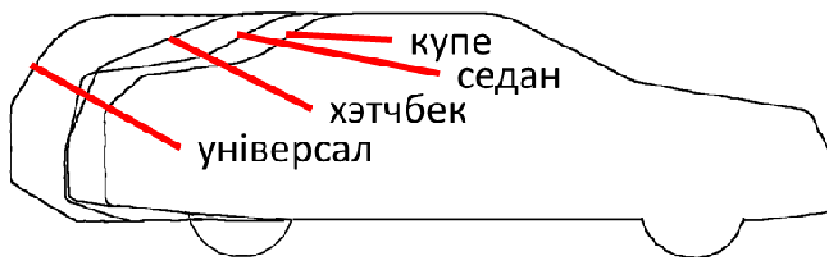


Рисунок 1. форми кузова легкового автомобіля

Товариство автомобільних інженерів (SAE) встановило набір стандартних розмірів для автомобілів, включаючи седан, купе, хетчбек, універсал. Ці розміри можуть дещо відрізнятися у різних виробників, але вони є загальним орієнтиром для загального розміру автомобіля (рис. 3).

Стандартна довжина седана становить від 4,8 до 5 метрів, а ширина зазвичай коливається від 1,7 до 1,9 метра. Висота седана зазвичай становить від 1,2 до 1,5 метра. Колісна база приблизно від 2,8 до 2,9 метра.

Стандартна довжина кузова хетчбек становить від 4,2 до 4,8 метрів, а ширина зазвичай коливається від 1,7 до 1,8 метра. Висота седана зазвичай становить від 1,4 до 1,5 метра. Колісна база приблизно від 2,5 до 2,8 метра.

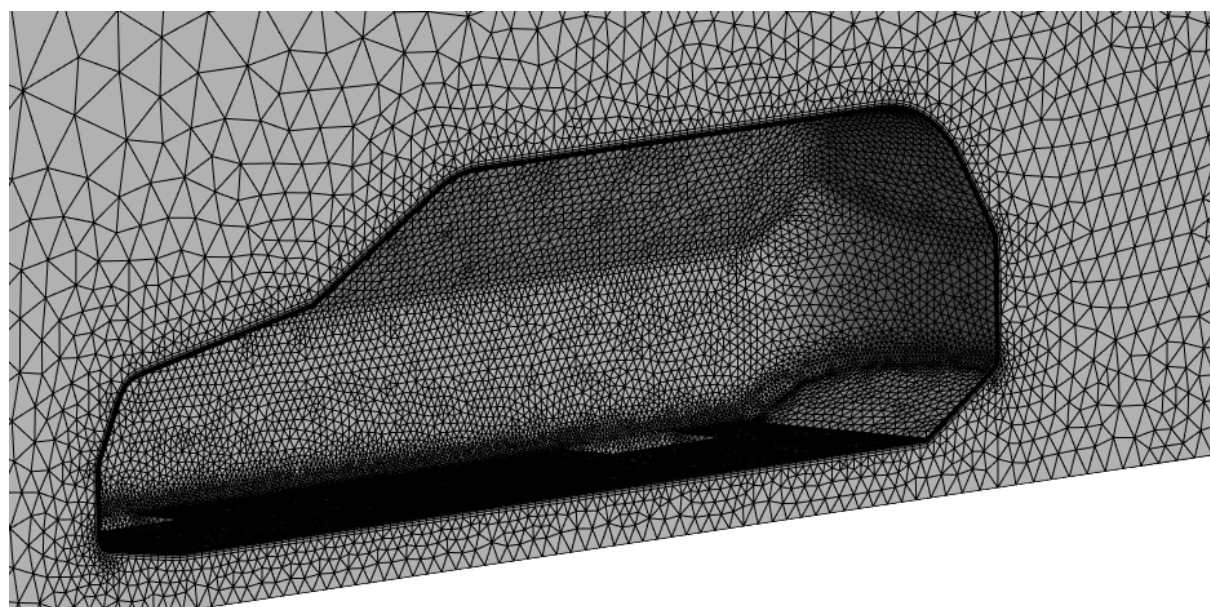


Рисунок 2. Сіткова модель

Стандартна довжина кузова купе становить від 4,4 до 4,8 метрів, а ширина зазвичай коливається від 1,7 до 1,9 метра. Висота седана зазвичай становить від 1,4 до 1,5 метра. Колісна база приблизно від 2,5 до 2,8 метра.



Стандартна довжина кузова вагон становить від 4,7 до 5,2 метрів, а ширина зазвичай коливається від 1,7 до 1,9 метра. Висота седана зазвичай становить від 1,5 до 1,6 метра. Колісна база приблизно від 2,8 до 3,0 метра.

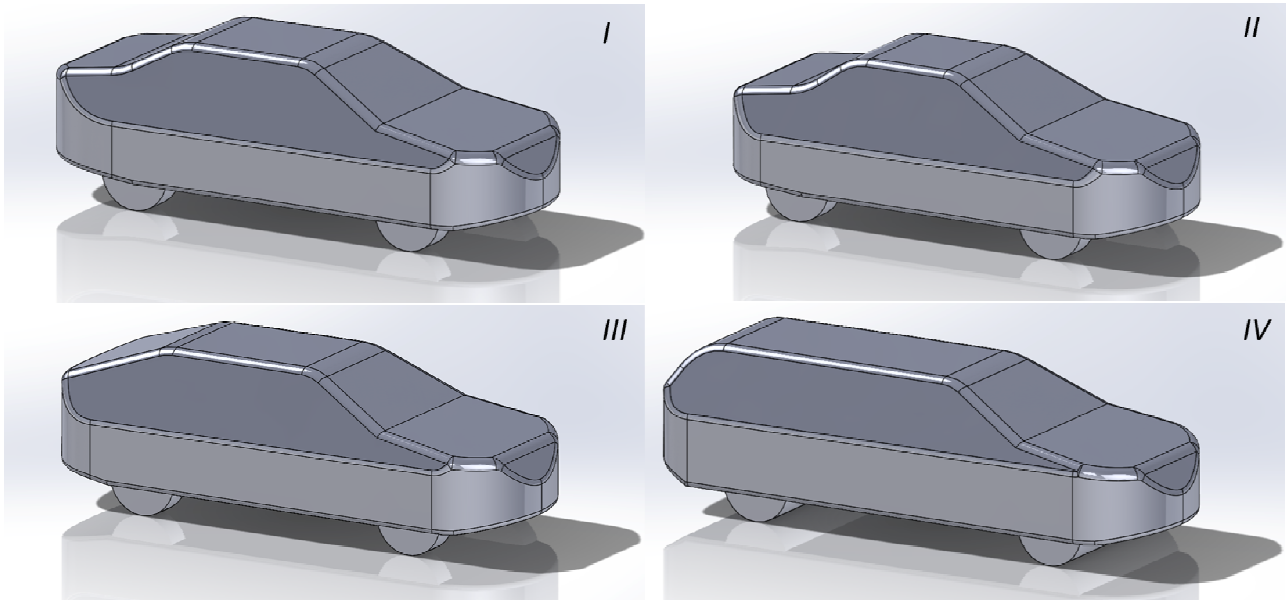


Рисунок 3. 3D-моделі  
I – седан, II – купе, III – хетчбек, IV – універсал

Результати моделювання (рис. 4-5) були порівняні та проаналізовані для визначення коефіцієнта аеродинамічного опору та коефіцієнта підйомної сили для кожної форми кузова автомобіля.

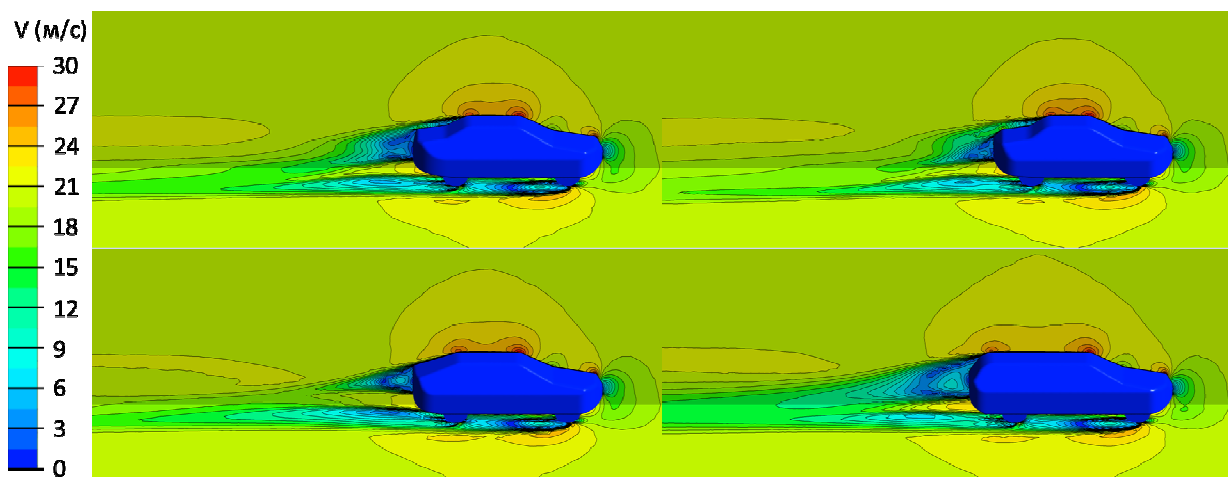


Рисунок 4. Поля швидкостей

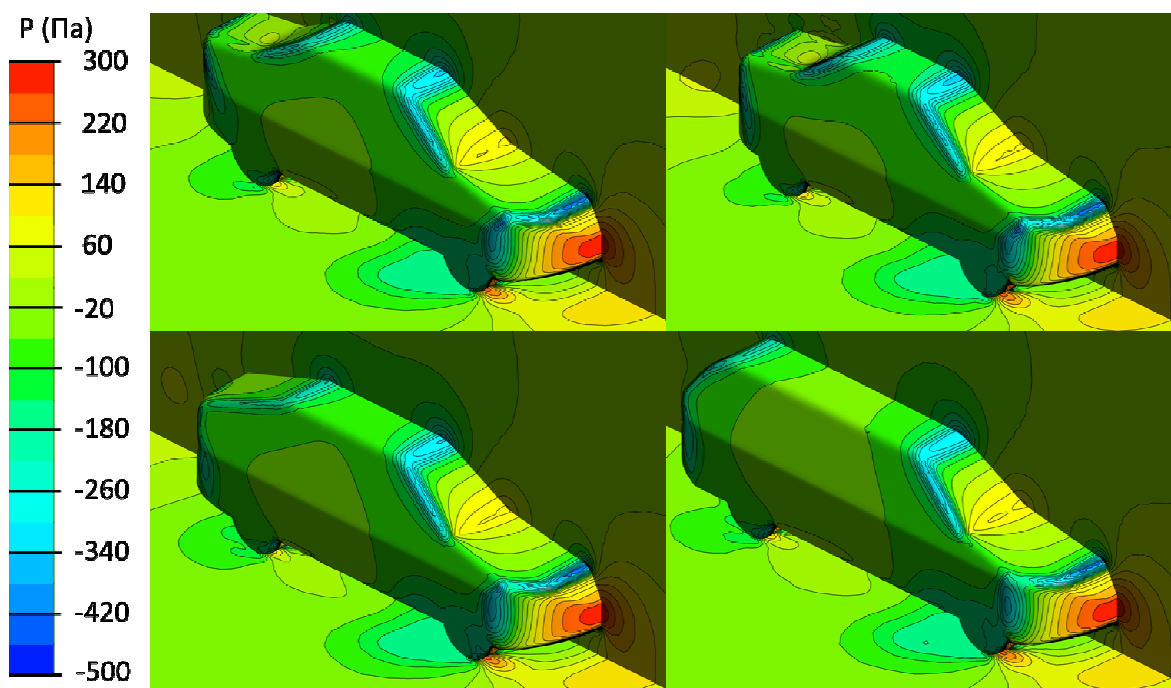


Рисунок 5. Поля тиску

Результати (табл. 1) показали, що універсал має найвищий коефіцієнт аеродинамічного опору, а хетчбек – найнижчий. седан і купе мали схожі коефіцієнти лобового опору. Коефіцієнти підйомної сили були найвищими для купе і седана.

Таблиця 1 Аеродинамічні властивості кузовів

	седан	купе	хетчбек	універсал
$C_D$	0,39	0,41	0,38	0,43
$C_L$	0,28	0,33	0,065	0,15

Висновок:

Отже, чисельне моделювання з використанням CFD-симуляцій є ефективним інструментом для оцінки аеродинамічних характеристик різних форм кузова автомобіля. Результати дослідження показали, що найбільш аеродинамічно ефективну форму кузова має хетчбек, а найменш ефективну - універсал. Седан і купе мали схожі аеродинамічні характеристики. Ці результати можуть бути використані для покращення аеродинамічного дизайну автомобілів та розробки більш економних та екологічно чистих транспортних засобів.

## Література

1. Barnard R.H. Road Vehicle Aerodynamic Design: An Introduction [текст] / R.H. Barnard Mechaero Publishing, – 2001. – 286 p. ISBN-13: 978-0954073404
2. Gopalarathnam A. Design of High Lift Airfoils For Low Aspect Ratio Wings With Endplates [Текст] / A. Gopalarathnam, M.S. Selig, F. Hsu, // AIAA 15th Applied Aerodynamics Conference. AIAA Paper 97-2232, Atlanta, GA, June 1997.
3. Katz Joseph. Race Car Aerodynamics: Designing for Speed [текст] / Joseph Katz. - 1995. - 224p. – ISBN 0-8376-0142-8.
4. Авершин А. Г. Удосконалення аеродинамічних характеристик гоночних автомобілів методами чисельного та натурного експерименту / Андрій Геннадійович Авершин. // Автомобільний транспорт:. – 2016. – №4. – С. 117–125.

Науковий консультант: Авершин А.Г., доц. каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

Стрижак Гліб, студент групи АД-31-20,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ЗАСТОСУВАННЯ ІНСТРУМЕНТІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ В СЕРЕДОВИЩІ «AUTODESK INVENTOR»**

При вивченні дисципліни «Деталі машин» студенти, для практичного засвоєння матеріалу, виконують курсовий проект (КП). Для спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» на вивчення зазначеного курсу відводиться два семестри (третій курс). В ході курсового проектування необхідно спроектувати привід конвеєра, що складається з декількох механічних передач, зазвичай пасова передача, зубчаста (циліндрична або конічна) та черв'ячна, також іноді для з'єднання між собою різних ступенів передачі застосовуються муфти. Найбільш поширеними серед механічних передач, враховуючи численні переваги, є зубчасті передачі [1]. Тож в даній роботі розглянемо деякі особливості застосування інструментів автоматизованого проектування зубчастих передач.

Наразі існує велике різноманіття систем автоматизованого проектування (САПР), наприклад, «SolidWorks», «Компас-3D», «Autodesk Inventor», «Ansys» і т.д. В цій роботі, особливості проектування механічних передач будуть розглядатися саме на прикладі «Autodesk Inventor», адже у всіх співробітників та студентів університету є ліцензійний доступ до даного програмного забезпечення.

Далі коротко розглянемо основні генератори механічних передач в «Autodesk Inventor». На рис. 1 показано загальний вигляд вкладки «Проектування», на якій розташовані «майстри проектування». Можна побачити, що вони розбиті на декілька категорій:

- з'єднання;
- профіль;
- привід;

- пружина;
- розрахунок допусків.

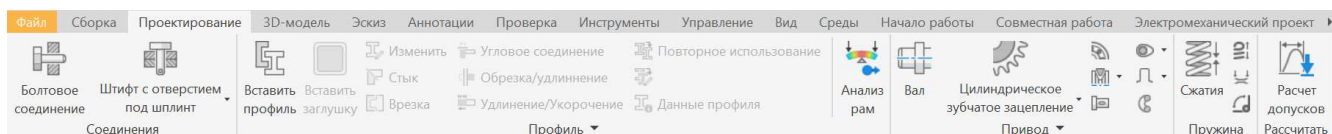


Рис. 1. Загальний вигляд вкладки «проекування» в середовищі «Autodesk Inventor»

Всі ці категорії можуть бути корисними при проектуванні приводу конвеєра, але цілком зрозуміло, що найбільш затребувані саме генератори з категорії «привід». До зазначеної категорії відносяться генератори проектування валів, зубчастих зачеплень, черв'ячної передачі, пасових передач, з'єднань (шпонкових та шліцьових) кулачкових механізмів, підбору підшипників.

Далі більш детально розглянемо роботу генератора зубчастого циліндричного зачеплення, на рис. 2 показано його детальний вигляд.

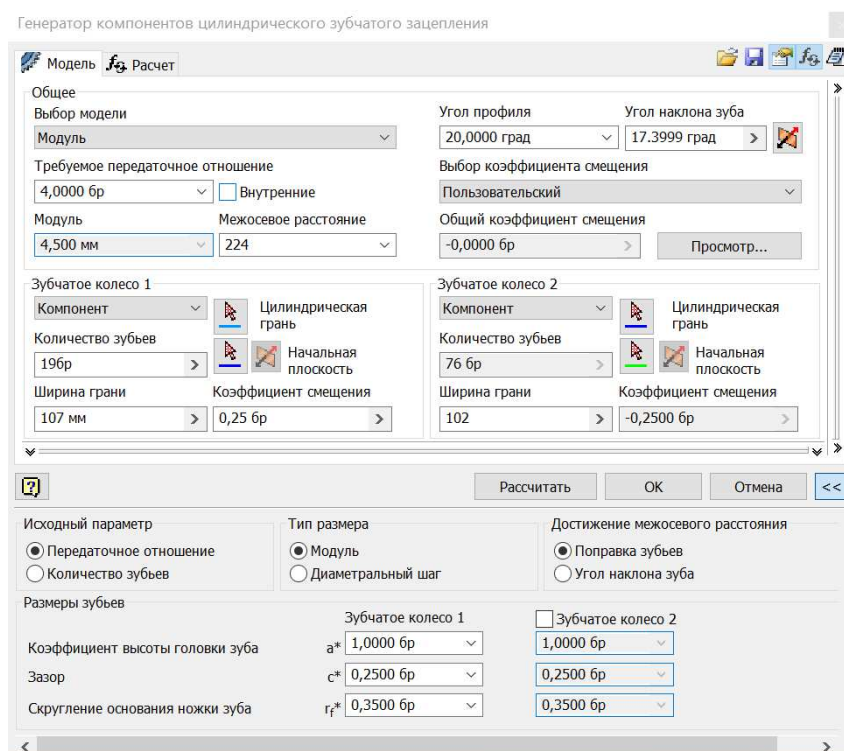


Рис. 2. Вікно генератора циліндричного зачеплення (вікно – «модель»)

За допомогою даного «майстра проектування» можна виконувати як проектний так і перевірочний розрахунок зубчастої передачі. При проектуванні

передачі можна використовувати декілька типів моделей, а саме: модуль, кількість та число зубців, міжосьова відстань, загальний коефіцієнт зміщення. Кожна з моделей фіксує параметри передачі. Тобто можна сказати, що в назві кожної з моделей вказані ті параметри передачі, які будуть визначені в результаті розрахунку генератором. Вигляд вкладки «Розрахунок» показано на рис. 3. З рисунку можна побачити, що вихідними даними до розрахунку є потужність та частота обертання на ведучому зубчастому колесі, а також ККД проектованої передачі. Можна обрати також матеріали коліс, потрібний термін служби та стандарт, у відповідності до якого і буде виконаний проектний розрахунок.

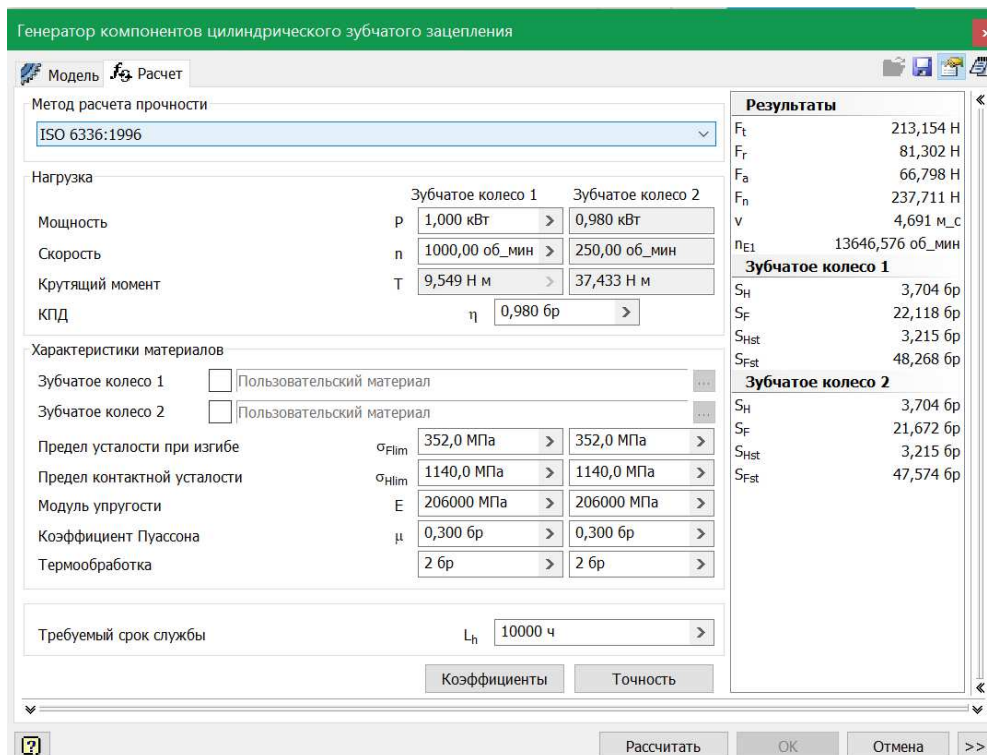


Рис.3. Вікно генератора циліндричного зацеплення (вікно – «розрахунок»)

Зазвичай, студенти попередньо вже мають результати самостійного розрахунку передачі, тому за допомогою генератора виконується тільки побудова моделі передачі, іншими словами – проектний розрахунок.

Попередній розрахунок зубчастої циліндричної передачі був виконаний у відповідності з [2]. Отримані наступні результати:

– кількість зубців  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 76$ ;

- модуль зубчастого зачеплення  $m = 4,5$  мм ;
- ділильні діаметри коліс  $d_1 = 89,6$  мм ,  $d_2 = 358,4$  мм ;
- ширина зубчастих вінців  $b_1 = 107$  мм ,  $b_2 = 102$  мм ;
- кут нахилу зубців  $\beta = 17,4^\circ$  ;
- міжосьова відстань  $a = 224$  мм .

За даними результатами розрахунку тихохідної ступені двохступінчатого циліндричного редуктора (за розгорнутою схемою) була створена її модель за допомогою генератора. Заготовки, що створюються генератором мають досить низьку якість, в результаті чого в більшості випадків зубчасті колеса мають багато неточностей, наприклад, профілі коліс перетинаються і т.д. Ці недоліки не є досить важливими при вирішенні деяких задач, а тим паче при виконанні КП. Тож можна залишити модель передачі і в такому вигляді. Втім, можна отримати зубчасті колеса з високою точністю застосувавши команду «Експортувати профіль зубця» до заготовки. Після застосування даної команди створюється нова деталь (шестерня або колесо) у вигляді заготовки з діаметром рівним діаметру вершин зубців та з нанесеним ескізом «правильного» профілю зубця. Далі, в залежності від того, яке зубчасте колесо нам потрібно змодельювати, прямозубе або косозубе, потрібно видавити цей профіль. У випадку прямозубого колеса все досить просто, потрібно видавити даний профіль командою «видавлювання» на ширину зубчастого вінця і розмножити впадини на необхідну кількість зубців. У випадку ж косозубого колеса, потрібно впадину видавити під кутом нахилу зубців  $\beta$ . Це можна реалізувати за допомогою застосування команди «пружина» (рис. 4, а). Далі потрібно обрати метод створення пружини серед можливих варіантів. Потрібно обрати метод «крок та висота» і при використанні такого методу необхідно ввести значення висоти, яке дорівнює ширині зубчастого вінця, а також крок створюваної пружини  $p$ , що обчислюється за формулою (1).

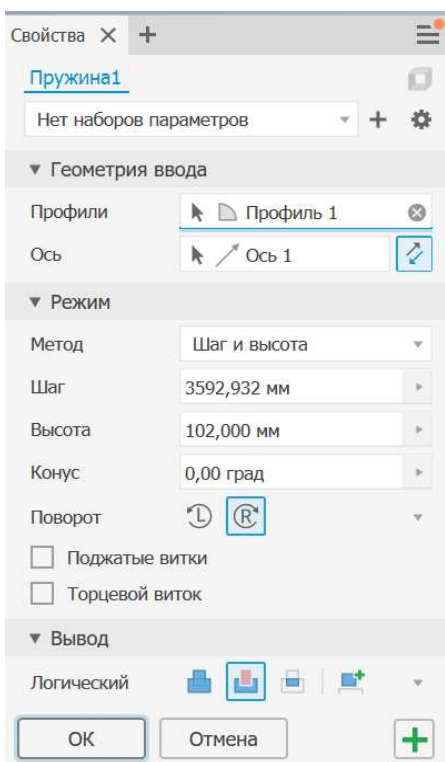
$$p = \pi d \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \beta) \quad (1)$$

Результат моделювання зубчастого колеса представлено на рис. 4, б.



Варто також зазначити, що при порівнянні результатів розрахунку передачі генератором та отриманих при виконанні КП [2] виявлено, що передача спроектована за допомогою генератора має дещо менші значення основних параметрів, що пояснюється застосуванням різних стандартів розрахунку.

Після видавлювання «правильного» профілю зубця необхідно розмножити його у відповідності до кількості зубців і в результаті буде створено зубчасте колесо. Далі необхідно тільки виконати конструювання даного колеса, зобразити ступицю, отвори для зменшення ваги, фаски і т.д.



(а)



(б)

Рисунок 4 – Вікно створення пружини

В підсумку можна зазначити, що в роботі виконаний порівняльний аналіз результатів розрахунку циліндричної зубчастої передачі, представлена методика усунення похибок побудови моделі зубчастих коліс, отриманих при використанні «генератора» та в цілому застосування сучасних інструментів автоматизованого проектування дозволяє значно підвищити ефективність проектування механічних передач.



## Література

1. Момот Д.І., Янчевський І.В. (2011) Механічні передачі. Розрахунок на міцність і проектування приводів машин: Навч.-метод. посібник. – Харків: Вид-во ХНАДУ, – 248 с.

2. Курмаз Л.В. (2010) Основи конструювання деталей машин: Навч. посібник. – Харків: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 532 с.

Науковий консультант: Нескреба Е.Є., асистент каф. деталей машин та теорії механізмів і машин.

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

**85-ї Міжнародної  
наукової конференції  
студентів університету**

10-14 квітня 2023 р.

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 19 грудня 2022 року № 561)

**Секція «Деталі машин та теорія механізмів і машин»**

Комп'ютерна верстка

П. А. Єгоров

Всі матеріали збірника представлені в авторській редакції.