

УДК 621.75

В.М.ГРИЩЕНКО;Р.В.БОЙКОВ**КОМП'ЮТЕРНИЙ ПІДХІД ВРІВНОВАЖЕННЯ ШВИДКООБЕРТОВИХ ВАЛІВ
ТРАНСМІСІЙНИХ МАШИН**

На базі пакету ANSYS запропоновано алгоритм стартового комп'ютерного балансування швидкообертюваних деталей, які по даним електронних креслень неврівноважені. Пропонується ще на стадії проектування вносити ціленаправлені корективи у задалегідь вибрані проектні параметри, які покращують якість функціоналу. Проведені розрахунки моделі колінчастого вала дизеля показали, що шляхом незначних змін варіюваних розмірів противага можливо суттєво зменшити стартову неврівноваженість.

Ключові слова: балансування роторів, колінчастий вал, метод скінченних елементів, оптимальне проектування

1. Актуальність проблеми. В задачах проектування машинобудівних конструкцій різноманітних за призначенням та конструктивному виконанню значне місце посідають проблеми динамічної міцності. Саме вібраційний стан багато в чому визначає надійність машин, точність виконання технологічних операцій, втомні руйнування, послаблення кріплень, призводить до падіння потужності, скорочення ресурсу тощо.

Одна із складових динамічного навантаження пов'язана з силами інерції рухомих з великими швидкостями ланок неврівноважених механізмів. Неврівноваженість виникає на стадіях виготовлення, монтажу, експлуатації, внаслідок несиметричного розміщення мас відносно осі, неточності розмірів, неоднорідності матеріалу, порушення співвісності деталей і таке інше. Неврівноважені сили, змінні за величиною та напрямком, викликають змінні складові реакції підшипників, вібрації всієї установки, шум та інше.

Актуальність цієї проблеми для техніки зростає у зв'язку з прагненням до створення більш потужних та продуктивних машин для реалізації високошвидкісних технологічних процесів у металообробній, хімічній, харчовій, текстильній та інших галузях промисловості.

Теоретичні основи проблеми зовнішньої врівноваженості механізмів та швидкообертюваних валів можна знайти в класичних роботах І.І.Артоболевського [1]. Систематичне викладення питань балансувальної техніки, починаючи з теоретичних основ і закінчуючи практичними прийомами виконання робіт, дано в роботах В.Л.Щепетільнікова [2,3,18]. Основні питання балансувальної техніки необхідні для практичного балансування деталей та вузлів наведені в роботах Н.В.Колесніка та інших [4,5,16]. Колінчастий вал є однією з основних деталей ДВЗ, від надійної та довговічної роботи якого залежить безаварійна та надійна експлуатація авто та тракторної техніки. Питання класичної кінематики та динаміки КШМ ДВЗ, аналіз його неврівноваженості та балансування достатньо розроблені в роботах К.Г.Полика, А.Д.Назарова та інших [7,10,12,13,14]. Колінчастий вал піддають динамічному балансуванню в зібраному вигляді разом з маховиком та навіть муфтою зчеплення. При великому випуску колінчастих валів балансування виконують на автоматичних балансувальних верстатах.

Спеціальним питанням та особливостям балансування роторних машин, турбоагрегатів присвячено

багато робіт і серед них [6,9,17]. Окрім спеціальних монографій, питання врівноваження механізмів викладаються в загальних курсах ТММ [1,8,10,19], довідниках [11], підручниках з опору матеріалів, розглядаються в аспекті оптимального проектування [15].

Задачу зовнішнього врівноваження для обертюваних деталей таких як трансмісійні вали, колінчасті вали, якорі електродвигунів, барабани, шпінделі та інші можна звести до більш загальної задачі врівноваження ротора. Всі вживані на практиці прийоми статичного та динамічного врівноваження спрямовані на більше або менше наближення до умов:

$$R^{in} \rightarrow 0; \quad M^{in} \rightarrow 0, \quad (1)$$

де R^{in} , M^{in} – головний вектор та момент сил інерції рухомих мас в системі координат, пов'язаній з корпусом. Неврівноваженість безпосередньо впливає на термін служби та якість роботи. Тому її потрібно вміти оцінити та при необхідності зменшити або повністю усунути. Усунення неврівноваженості обертюваних мас (балансирування) зводиться до підбору в процесі конструювання такої форми ротора, при якій вісь обертання буде центральною головною віссю інерції, а саме:

$$x_s \rightarrow 0; \quad y_s \rightarrow 0; \quad I_{xz} \rightarrow 0; \quad I_{yz} \rightarrow 0, \quad (2)$$

де z – вісь обертання.

Вище приведені описання проблеми відоме як балансування жорсткого ротора, коли для нього призначається модель кінестатики. В цьому випадку достатньо використовувати 2-х площинне балансування. Прагнення до збільшення швидкості обертання роторів у сучасних машинах призводить до ситуацій, коли їх значення досягають зарезонансних та закритичних величин і це вносить значні ускладнення. В цьому випадку потрібно розглядати модель гнучкого ротора, для якого принцип 2-х площинного балансування не діє.

В повній мірі це відноситься і до ДВЗ, який є потужним джерелом коливальної енергії. Стійка тенденція до збільшення питомої потужності дизелів, збільшення швидкодії призводять до збільшення змінних складових напружень в машині.

Колінчастий вал сприймає великі навантаження, є найскладнішою в конструктивному відношенні та найбільш напруженою деталлю КШМ. Тому колінчасті вали піддають багаторазовому контролю. Остаточне врівноваження виконується свердлінням отворів в противагах при використанні балансувальних верста-

тів. Але такий варіант можливий лише для заздалегідь врівноважених за кресленнями колінчастих валів. Форма колінчастого валу залежить від кількості та розміщення циліндрів, порядку роботи та тактності двигунів. Якщо розміщення колін не забезпечує самоврівноваження сил інерції та моментів, то встановлюються противаги.

Сучасні тенденції в механіці та машинобудуванні направлені на повну автоматизацію процесу проектування. Для цього використовуються програмні комплекси в тому числі і CAE ANSYS, CAD Solid Works та інші. Зважаючи на розширення використання електронних креслень, зокрема, колінчастих валів, є доцільним застосування сучасних інформаційних технологій та систем автоматизованого проектування (САПР) в якості попередньої саме комп'ютерної технології балансування, яка дозволяє знизити вартість процесу та зменшити початкову неврівноваженість в 30-100 разів.

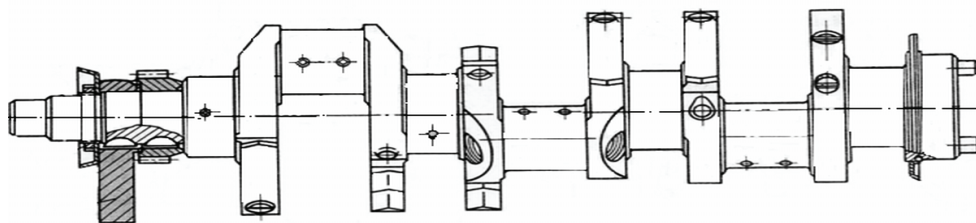


Рисунок 1 – Колінчастий вал трьохциліндрового дизеля

Проведені дослідження включають:

- розробку параметричної та скінченно-елементної моделей колінчастого валу з використанням пакета ANSYS;

- оцінку початкової неврівноваженості моделі;

- вибір множини параметрів-розмірів для варіювання формою валу, що чутливо впливають на врівноваженість, тобто зміною яких не складно «керувати» положенням центра мас і відцентровими моментами інерції;

- побудову 2-х функціоналів цілі задачі балансування параметричної моделі окремо для жорстких та гнучких роторів;

- проведення процесу безумовної оптимізації в даному випадку по критерію мінімізації моменту сил інерції при збереженні статичного врівноваження:

$$R^{in} = 0; \quad M^{in} \rightarrow \min;$$

- оцінку напружено-деформованого стану колінчастого валу в полі відцентрових сил без впливу шатунно-поршневої групи.

3. Основні положення алгоритму. Приведемо основні елементи алгоритму комп'ютерного балансування ротора. В першу чергу потрібно розробити комп'ютерну параметричну модель об'єкту балансування. На рис. 2 зображена прийнята в даній роботі параметрична модель валу 3-х циліндрового дизеля.

Модель побудована з окремих об'ємних блоків при використанні операцій копіювання подібних частин. Не виникає принципових труднощів у відтворенні більш детальної геометрії, яка характерна для реальних валів. Вважається, що подібна детальна модель

2. Постановка задачі комп'ютерного врівноваження колінчастих валів. В роботі запропоновано підхід стартового комп'ютерного врівноваження на базі пакету ANSYS швидкообертюваних деталей (на прикладі колінчастого валу дизеля), які по даним електронних креслень мають статичну або динамічну неврівноваженість. Розглядається можливість ще на стадії проектування в рамках САПР вносити цілеспрямовані корективи у ряд заздалегідь вибраних розмірів. Процес цілеспрямованого вибору пов'язується з методами оптимального проектування. В контексті поставленої проблеми добре працює метод покоординатного спуску. Розглядаються варіанти як жорстких так і гнучких роторів. Чисельні експерименти використання запропонованого підходу провадяться на спрощеній моделі колінчастого валу трьох циліндрового дизеля. Вал з трьома шатунними шийками розташованими під кутом 120° та чотирма корінними має моментну неврівноваженість (рис. 1).

будується по даним електронних креслень конструкторських розробок.

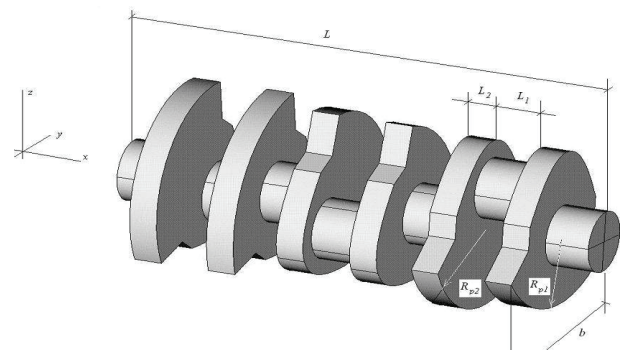


Рисунок 2 – Комп'ютерна модель колінчастого валу

Конфігурація приведеної моделі визначається певним набором параметрів-розмірів валу. Деякі приведені на рис. 2. Зокрема, прийняті незмінними:

$L_1 = 0,035$ м, $L_2 = 0,020$ м, $L = 0,353$ м та інші.

Але серед них призначаються й такі, які потрібно підібрати з міркувань кращої якості ротора. Особливість постановки задачі оптимального проектування полягає в тому, що важливо дотримуватись певних обмежень у виборі варійованих параметрів. Введено заборону на варіювання «значимих» конструктивних розмірів, таких, наприклад, як довжини корінних та шатунних шийок, діаметри валів та інших. Враховуючи це в якості варійованих прийняті три «незначимих» на наш погляд конструктивних розміри $\{R_{p1}, R_{p2}, b\}$.

R_{p1}, R_{p2} – радіуси противаг усіх сусідніх щік, та b – ширина щік всіх противаг (рис. 2). Подібний вибір

обумовлений також тією обставиною, що по кресленню на кожному кроці процесу модифікації вала вісь обертання буде залишатись центральною, а ротор буде змінювати лише моментну неврівноваженість. Це також буде означати, що використовується принцип багато площинного балансування. Цілком ймовірні й інші більш вдалі варіанти вибору, погоджені з проєктувальниками.

Моделювання валу виконувалось в програмній системі скінченно-елементного аналізу (МСЕ) ANSYS. Для побудови SE-сітки використовувався SE Solid 95 – об'ємний 20-ти вузловий елемент з 3-ма степенями вільності у вузлі. Всього було використано біля 9500 SE. На рис. 3 зображена побудована таким чином SE-модель колінчастого валу дизеля.

Такий підхід дозволяє визначити не тільки інерційні характеристики ротора як абсолютно твердого тіла, але також і напружено-деформований стан на робочих обертах, тобто проводити балансування гнучких роторів на робочих режимах.

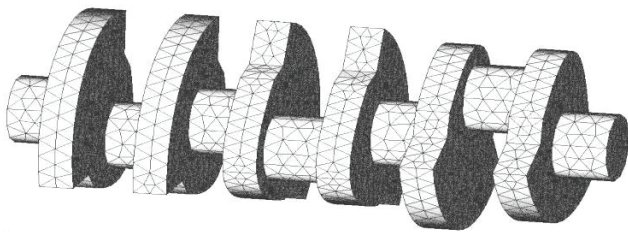


Рисунок 3 – SE модель колінчастого валу

Для цілей балансування по моделі жорсткого ротора колінчастий вал був закріплений у 2-х точках осі, що відповідають положенням крайніх корінних підшипників. Кутова швидкість обертання прийнята 1500 об/хв (157,1 рад/с).

Ціль чисельних експериментів полягає в аналізі поведінки чисельної процедури, яка для неврівноваженого за кресленням вала шляхом варіювання вибраними параметрами-розмірами направлена на покращення якостей колінчастого вала. Варіювання – це зміна значень у певних межах. Для стартових значень $\{R'_{p1}, R'_{p2}, b'\}$, шляхом розрахунків на ANSYS, визначаються контрольні значення параметрів неврівноваженості $\{x'_s, y'_s, I'_{xz}, I'_{yz}\}$ та реакції в опорах $\{R'_{1x}, R'_{2x}, R'_{1y}, R'_{2y}\}$ (рис. 4).

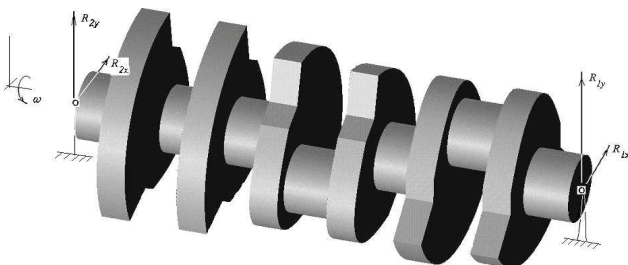


Рисунок 4 – Схема закріплення вала для проведення розрахунків

Організація обчислень відповідає схемі метода покоординатного спуску. Спочатку варіюється розмір R''_{p1} при фіксованих R'_{p2}, b' , потім R''_{p2} і т.д. Для кож-

ного випробування визначаються координати центра мас x_s, y_s , відцентрові моменти інерції I_{xz}, I_{yz} та реакції у вузлах $R_{1x}, R_{2x}, R_{1y}, R_{2y}$. Для контролю якості кожного з поточних проєктів введено два функціонали:

$$f_x = |\alpha x_s| + |\beta y_s| + |I_{xz}| + |I_{yz}| \rightarrow \min; \quad (3)$$

$$f_R = |R_{1x}| + |R_{2x}| + |R_{1y}| + |R_{2y}| \rightarrow \min. \quad (4)$$

4. Результати чисельних експериментів. Для чисельних розрахунків прийняті наступні характеристики матеріалу: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0.3$, $\rho = 7800$ кг/м³. Так як для врівноваження колінчастого вала по моделі жорсткого ротора потрібно виконання умов: $x_s \rightarrow 0$, $y_s \rightarrow 0$, $I_{xz} \rightarrow 0$, $I_{yz} \rightarrow 0$, то для контролю процесу модифікації в цьому випадку використовується функціонал f_x . При цьому α, β – масштабні коефіцієнти прийнятні рівними 10^{-3} .

В табл. 1 приведені деякі з характерних результатів модифікації проєкту з використанням цього критерію. Кожний рядок відповідає одному «випробувальному» розгону ротора. До якого ступеня доцільно знижувати дисбаланс ротора вирішують виходячи з компромісу між низкою факторів (норми точності процесу балансування, економічні вимоги і т.д.). Від вибору допустимої неврівноваженості безпосередньо залежать рівень вібрацій машин і приладів, якість технологічних процесів, ресурс підшипників та інше. В нашому випадку потрібно враховувати також, що характер процесу балансування попередній.

Перший рядок таблиці для стартових значень параметрів проєкту $\{0,050$ м, $0,060$ м, $0,070$ м $\}$ визначає початкову неврівноваженість ротора, яка узагальнено характеризується величиною $f_x = 680,12 \cdot 10^{-9}$ кгм². Сьомий рядок відповідає кращому варіанту проєкту при варіюванні першого параметра R_{p1} . Також виявилось, що ця модифікація залишається кращою і при подальшому варіюванні інших параметрів. Тому його можна прийняти в якості оптимального при залишковій неврівноваженості $(f_x)_{залиши} = 1,4746 \cdot 10^{-9}$ кгм². При цьому $|I_{xz}|_{\max}, |I_{yz}|_{\max} < 1,0 \cdot 10^{-9}$ кгм². Таким чином, кращими значеннями варіюваних параметрів при використанні моделі жорсткого ротора можуть бути такі: $R_{p1} = 0,07805$ м, $R_{p2} = 0,060$ м, $b = 0,070$ м. Стартова неврівноваженість по прийнятому критерію зменшена приблизно в 100 разів.

В якості умов врівноваження колінчастого вала по моделі гнучкого ротора пропонуються такі: $R_{1x} \rightarrow 0, R_{2x} \rightarrow 0, R_{1y} \rightarrow 0, R_{2y} \rightarrow 0$. Тобто, узагальнена сумарна динамічна складова реакцій в підшипниках повинна зменшуватись наближаючись до нуля. Для контролю цих умов використовується інший функціонал f_R , який при обчисленнях враховує пружну деформацію колінчастого вала. Безумовно, для випадку суттєвого впливу пружних деформацій колінчастий вал потрібно закріпити по всім корінним підшипникам та включити до складу f_R інші складові реакцій. В даній роботі обмежились двома точками закріплення.

Результати модифікації проєкту з використанням цього критерію наведені в табл. 2. В ній представлені результати проведених випробувань, коли при варіюванні тих же параметрів щокі колінчастого вала

методом покоординатного спуску знаходились реакції в підшипниках. Кожний рядок таблиці відповідає одному випробувальному розгону. Перший - для тих же стартових значень проекту визначає початкову неврівноваженість, яка узагальнено характеризується величиною $f_R = 2965,15$ Н.

Сьомий рядок таблиці 2 відповідає оптимальному проекту по критерію f_R . Він досягнутий варіюванням уже першого параметра. Стартова неврівноваженість $(f_R)_{\text{старт}} = 2965,15$ Н зменшена до рівня $(f_R)_{\text{залиш}} = 6,270$ Н. При цьому початкова маса вала 16,09 кг змінюється на величини порядку 0,1 кг. Та-

ким чином, шляхом невеликих змін величин варіюваних параметрів досягнуте суттєве зменшення (в сотні разів) реакцій в опорах. Оптимальні значення варіюваних розмірів по критерію f_R можуть бути прийнятими такими: $R_{p1} = 0,07805$ м, $R_{p2} = 0,060$ м, $b = 0,070$ м.

Деякі з проміжних модифікацій форми щік колінчастого вала в процесі варіювання приведені на рис. 5.

Деформований стан колінчастого вала (сумарні переміщення) та напружений стан (інтенсивність напружень) оптимального проекту при обертах 1500 об./хв. є очікуваними та приведені на рис. 6.

Таблиця 1 – Результати модифікації вала по моделі f_x (жорсткий ротор)

№	R_{p1} , м	R_{p2} , м	b , м	x_s , м	y_s , м	I_{xz} , 10^{-9} , кгм ²	I_{yz} , 10^{-9} , кгм ²	f_x , 10^{-9} , кгм ²
1	0.050	0.060	0.070	0	0	-248.94	-431.18	680.12
2	0.055	0.060	0.070	0	0	-205.94	-356.71	562.65
3	0.065	0.060	0.070	0	0	-118.02	-204.42	322.44
4	0.095	0.060	0.070	0	0	155.01	268.48	423.49
5	0.080	0.060	0.070	0	0	17.212	29.812	47.024
6	0.0785	0.060	0.070	0	0	3.5529	6.1539	9.7068
7	0.07805	0.060	0.070	0	0	-0.5400	-0.9348	1.4746
8	0.07800	0.060	0.070	0	0	-1.1535	-1.9978	3.1512
9	0.07805	0.0605	0.070	0	0	5.1950	8.9980	14.1930
10	0.07805	5.9925	0.070	0	0	-1.3948	-2.4159	3.8107
11	0.07805	0.060	0.0705	0	0	6.4782	11.2206	17.6989
12	0.07805	0.060	0.0699	0	0	-1.5865	-2.7479	4.3345

Таблиця 2 – Результати модифікації по моделі f_R (гнучкий ротор)

№	R_{p1} , м	R_{p2} , м	b , м	R_{1x} , Н	R_{2x} , Н	R_{1y} , Н	R_{2y} , Н	f_R , Н
1	0.050	0.060	0.070	-542.66	542.66	-939.92	939.92	2965.15
2	0.055	0.060	0.070	-448.93	448.93	-777.57	777.57	2452.99
3	0.065	0.060	0.070	-257.25	257.25	-445.58	445.58	1405.66
4	0.095	0.060	0.070	337.95	-337.95	585.34	-585.34	1846.57
5	0.0785	0.060	0.070	7.776	-7.775	13.466	-13.467	42.484
6	0.0763	0.060	0.070	-36.782	36.782	-63.709	63.708	200.981
7	0.07805	0.060	0.070	-1.148	1.148	-1.987	1.987	6.270
8	0.07800	0.060	0.070	-2.486	2.486	-4.305	4.304	13.581
9	0.07805	0.0605	0.070	11.354	-11.354	19.666	-19.667	62.041
10	0.07805	0.0593	0.070	-19.657	19.657	-34.047	34.047	107.408
11	0.07805	0.060	0.0705	14.152	-14.152	24.512	-24.512	77.327
12	0.07805	0.060	0.0699	-3.430	3.430	-5.940	5.939	18.739

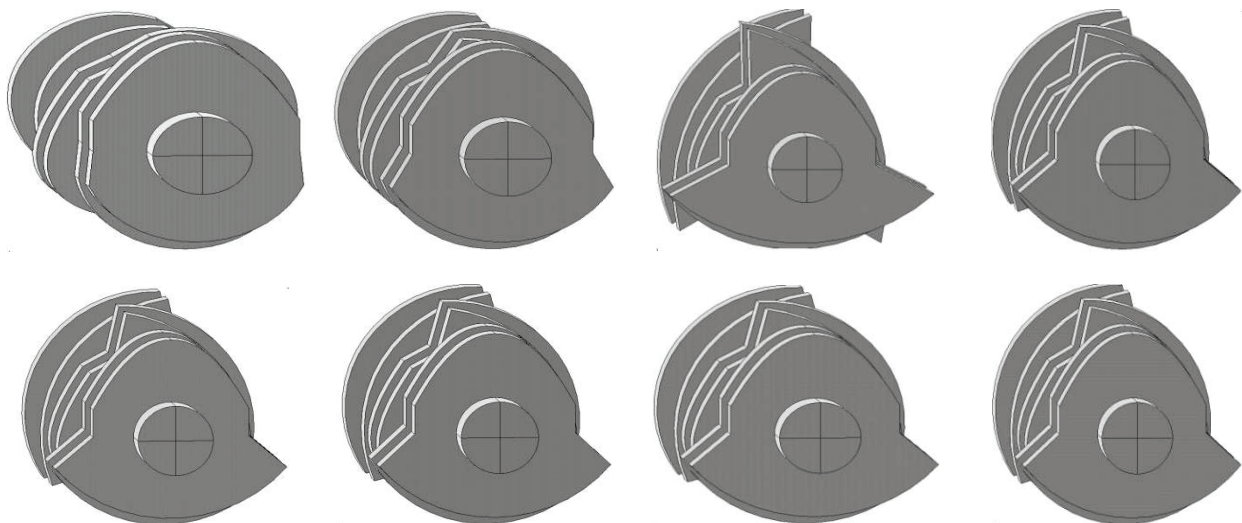


Рисунок 5 – Проміжні форми щік колінчастого вала в процесі варіювання

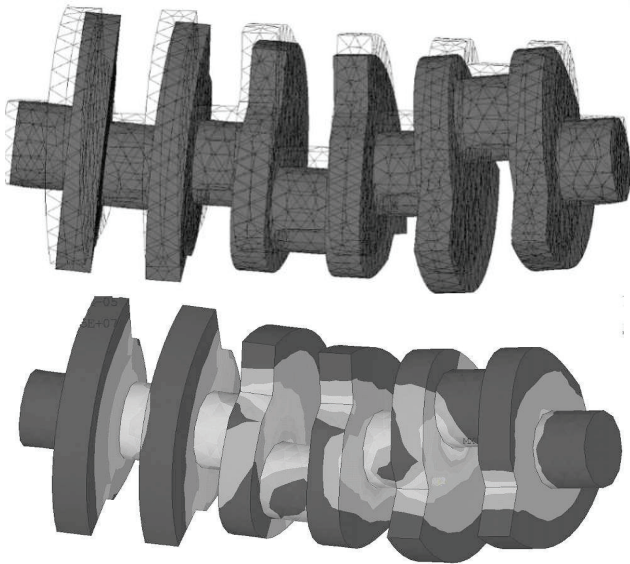


Рисунок 6 – Деформований стан та інтенсивність напружень оптимального проекту

Максимальні значення переміщень точок при деформації вала досягають $0.828 \cdot 10^{-5}$ м, а інтенсивності напружень до 7.5 МПа. Аналіз проведених розрахунків показує, що в розглянутому випадку часткової (моментної) неврівноваженості, оптимальна форма колінчастого вала досягається варіюванням уже першого параметру R_{pl} . Тобто, оптимальних по критерію врівноваженості проектів багато і кожен з них може бути одержаний варіюванням окремого відповідного розміру.

Висновки. Загалом по результатам проведених досліджень можна зробити такі висновки:

Запропонований алгоритм попереднього комп'ютерного балансування швидкообертюваних деталей, які по даним електронних креслень неврівноважені, працює задовільно і можливі варіанти включення його до складу САПР як стартової процедури. При цьому потрібно лише підготувати макрос побудови геометричної та скінченно-елементної моделей ротора.

Процедура оптимізації, побудована на базі методу покоординатного спуску дає задовільні результати. При цьому незначні зміни варіюваних розмірів дозволяють зменшити стартову неврівноваженість у десятки разів а залишкові значення не перевищують допустимих.

Список літератури: 1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И.Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с. 2. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов / В.А. Щепетильников. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с. 3. Основы балансировочной техники / Под ред. В. А. Щепетильникова. Т. 1, 2. – М.: Машиностроение, 1975. – 527 с., 679 с. 4. Колесник Н.В. Статическая и динамическая балансировка / Н.В.Колесник. – М.: Mashgiz, 1954. – 243 с. 5. Левит М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е.Левит, В.М.Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с. 6. Рунов Б.Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях / Б.Т.Рунов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 224 с. 7. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г.Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с. 8. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с. 9. Куинджи А.А. Автоматическое уравновешивание роторов быстроходных машин / А.А.Куинджи, Ю.А.Колосов, Ю.И.Народицкая. – М.: Машино-

строение, 1974. – 152 с. 10. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л.И. Штейнвольф. – М.: Mashgiz, 1961. – 157 с. 11. Вибрации в технике: Справочник / Под ред. К.В.Фролова. Т. 6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с. 12. Назаров А.Д. Теоретические основы компенсации неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя V-8 увеличением радиуса сектора противовесов коленчатого вала / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 11. – С. 3-7. 13. Назаров А.Д. Компенсация суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 5. – С. 23-31. 14. Назаров А.Д. Теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала двигателя / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2013. – № 6. – С. 11-19. 15. Глейзер А.И. Определение оптимальных параметров балансировки с учетом ограничений величин корректирующих дисбалансов / А.И.Глейзер, Н.В.Корнеев // Машиностроитель. – 2004. – № 7. – С. 43-45. 16. Васильев В.С. Станки и приборы для динамической балансировки / В.С. Васильев, П.С.Кутко. – М.: Mashgiz, 1959. – 167 с. 17. Брановский М.А. Балансировка роторов турбоагрегатов / М.А. Брановский, А.П. Сивков. – М.: Энергия, 1966. – 143 с. 18. Теория и конструкция балансировочных машин: Сборник статей / Под ред. В.А.Щепетильникова. – М.: Mashgiz, 1963. – 444 с. 19. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И.Левицкий. – М.: Наука, 1990. – 592 с.

Bibliography (transliterated): 1. Artobolevskij I.I. Teoriya mehanizmov i mashin. I.I.Artobolevskij. Moscow: Nauka, 1988. 640 Print. 2. Schepetil'nikov V.A. Uravnovesivanie mehanizmov. V.A.Schepetil'nikov. Moscow: Mashinostroenie, 1982. 256 Print. 3. Osnovy balansirovochnoj tehniky. Pod red. V. A. Schepetil'nikova. Vol. 1, 2. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 527, 679 Print. 4. Kolesnik N.V. Statischeckaya i dinamichesckaya balansirovka. N.V.Kolesnik. Moscow: Mashgiz, 1954. 243 Print. 5. Levit M.E. Balansirovka detalej i uzlov. M.E.Levit, V.M.Ryzenkov. Moscow: Mashinostroenie, 1986. 248 Print. 6. Runov B.T. Uravnovesivanie turboagregatov na elektrostanciyah. B.T.Runov. Moscow: Leningrad: Gosenergoizdat, 1963. 224 Print. 7. Popyk K.G. Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. K.G.Popyk. Moscow: Vysshaya shkola, 1970. 328 Print. 8. Teoriya mehanizmov i mashin. Pod red. K.V. Frolova. Moscow: Vysshaya shkola, 1987. 496 Print. 9. Kuindzhi A.A. Avtomaticheskoe uravnovesivanie rоторov bystrohodnyh mashin. A.A.Kuindzhi, Yu.A.Kolosov, Yu.I. Narodickaya. Moscow: Mashinostroenie, 1974. 152 Print. 10. Shtejnvol'f L.I. Dinamicheskie raschety mashin i mehanizmov. L.I. Shtejnvol'f. Moscow: Mashgiz, 1961. 157 Print. 11. Vibracii v tehnikе: Spravochnik. Pod red. K.V.Frolova. Vol. 6. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 456 Print. 12. Nazarov A.D. Teoreticheskie osnovy kompensacii neuravnoveshennoj massy detalej krivoshipno-shatunnogo mehanizma dvigatelej V-8 uvelicheniem radiusa sektora protivovesov kolenчатого вала. A.D.Nazarov Vestnik mashinostroeniya. 2005. No 11. 3-7 Print. 13. Nazarov A.D. Kompensaciya summarnoj neuravnoveshennoj massy detalej krivoshipno-shatunnogo mehanizma uvelicheniem uglov raspolozheniya protivovesov kolenчатого вала. A.D.Nazarov. Vestnik mashinostroeniya. 2005. No 5. 23-31 Print. 14. Nazarov A.D. Teoreticheskie osnovy rascheta mass balansirovochnyh грузов pri balansirovke kolenчатого вала dvigatelya. A.D.Nazarov. Vestnik mashinostroeniya. 2013. No 6. 11-19 Print. 15. Glejzer A.I. Opredelenie optimal'nyh parametrov balansirovki s uchedom ogranichenij velichin korrэktiruyuschih дисбалансов. A.I.Glejzer, N.V.Korneev. Mashinostroitel'. 2004. No 7. 43-45 Print. 16. Vasil'ev V.S. Stanki i pribory dlya dinamicheskoy balansirovki. V.S.Vasil'ev, P.S.Kutko. Moscow: Mashgiz, 1959. 167 Print. 17. Branovskij M.A. Balansirovka rоторov turboagregatov. M.A. Branovskij, A.P. Sivkov. Moscow: Energiya, 1966. 143 Print. 18. Teoriya i konstrukciya balansirovochnyh mashin: Sbornik statej. Pod red. V.A.Schepetil'nikova. Moscow: Mashgiz, 1963. 444 Print. 19. Levickij N.I. Teoriya mehanizmov i mashin. N.I.Levickij. Moscow: Nauka, 1990. 592 Print.

Надійшла (received) 27.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грищенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри динаміки та міцності машин, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

Grischenko Volodimir Mikolayovich – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent of the Dynamical and strength Department, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

Бойков Роман Владиславович – магістр, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

Boikov Roman Vladislavovich – magistr, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

УДК 531

Д.В. ДАНИЛОВ, А.Г. АНДРЕЄВ, О.В. ЩЕПКІН

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

У роботі проводиться порівняльний аналіз різних варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форми валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують напружено-деформований стан: сумарних переміщень, еквівалентного напруження за критерієм Мізеса і контактного тиску під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні й температури. Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань і визначити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

Ключові слова: профільне з'єднання, натяг, математичне моделювання, ANSYS.

Вступ. З'єднання з натягом поширені в будівництві та машинобудуванні у вигляді розбраних або рідко розбраних з'єднань, які часто заміщують болтові й заклепувальні, частково шпони і шліцьові з'єднання. Опір взаємному зміщенню деталей в таких з'єднаннях створюється і підтримується силами пружної деформації стиснення (у охоплюваній деталі) і розтягування (у зовнішній деталі), пропорційними величині натягу в з'єднанні.

Найбільш просте з'єднання з натягом – у вигляді циліндрової втулки і валу – детально вивчено. Відомо, що міцність такого з'єднання з діаметром d залежить перш за все від величини відносного натягу δ/d і визначається контактним тиском, який також залежить від матеріалу й тонкостінності деталей, що сполучаються. Максимальні напруження стиснення валу і розтягування втулки спостерігається на внутрішніх поверхнях деталей, що сполучаються. Для збільшення міцності валу доцільно збільшувати товщину його стінок і зменшувати товщину стінок втулки, коли міцність втулки не викликає побоювання. Для збільшення міцності втулки доцільно збільшувати товщину її стінки і зменшувати товщину валу, коли міцність валу достатня. Зниження контактного тиску зі зменшенням товщини стінок деталей, що сполучаються, можна компенсувати збільшенням площі посадочної поверхні, тобто діаметру d і осьового розміру l .

Метою даного дослідження є порівняльний аналіз НДС найбільш поширених в інженерній практиці варіантів профільних з'єднань з натягом, які перебувають під дією відцентрових навантажень при обертанні та температури.

Постановка задачі. У даній роботі проводиться дослідження 10 варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форм валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують НДС:

- сумарних переміщень,
- еквівалентного напруження за критерієм Мізеса,
- контактного тиску під дією натягу,
- відцентрових навантажень при обертанні,
- температури.

За цими параметрами можна зробити висновки про надійність з'єднання деталей. Варіанти профільних з'єднань зображені на рис. 1, геометричні розміри приведені в табл. 1, характеристики матеріалу деталей Сталь 40Х – в табл. 2.

При дослідженні обертання деталей, з'єднаних між собою з натягом, критичною швидкістю вважаються така, що призводить до зникнення контактної тиску в з'єднанні або спричиняє пластичні деформації в зоні контакту. Обидва стани є небезпечними з погляду надійності з'єднання деталей, що робить вивчення цієї проблеми актуальним.

При дослідженні впливу температури на міцність профільних з'єднань з натягом за критичне значення зміни температури вважаються таке, яке призводить до зникнення контактної тиску між з'єднаними деталями, виготовленими з матеріалів з різними коефіцієнтами теплового розширення (у даному дослідженні розглядаються два матеріали – Сталь 40Х і Мідь М1Ф). Передбачається, що величина зміни температури – це різниця між температурою деталей, за якою відбулося зменшення до нуля контактної тиску, і початковою температурою. При початковій температурі величина натягу складає 0,12 мм для всіх варіантів