

О.Е. Васильєва к.т.н., О.В. Придатко, О.В. Хлєвной (Львівський Державний університет безпеки життєдіяльності)

ОПТИМІЗАЦІЙНА ПРОГРАМА ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ КОРОБКИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ АЦ-40(130)63Б

На основі середовища програмування Delphi та з використанням методу Монте-Карло розроблена унікальна програма для оптимального визначення конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач коробки відбору потужності автоцистерни АЦ-40(130)63Б з урахуванням дії динамічних навантажень, які виникають при максимальній висоті забору та подачі води.

Сучасний стан. При розробленні конструкції коробок відбору потужності пожежних автомобілів, як відомо, найважливішими є такі вимоги:

- відповідність розробленої конструкції її призначенню;
- компактність конструкції;
- забезпечення встановленого терміну експлуатації при заданих режимах роботи;
- забезпечення високої надійності розробленої конструкції тощо.

Від коробки відбору потужності, через карданну передачу, передається крутний момент на насос. Тому при великій висоті забору та подачі води в зубчастих передачах коробки відбору потужності виникають значні динамічні навантаження, які сприяють швидкому зносу елементів конструкції.

Мета. На основі середовища програмування Delphi та з використанням методу Монте-Карло розробити програму для оптимального визначення конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач коробки відбору потужності автоцистерни АЦ-40(130)63Б з урахуванням дії динамічних навантажень, які виникають при максимальній висоті забору та подачі води.

Коробка відбору потужності АЦ-40(130)63Б встановлюється на коробці перемикачів передач та об'єднується з її механізмом перемикачів. Проміжна шестерня коробки відбору потужності знаходиться в постійному зачепленні з шестернею первинного вала коробки передач. Боковий зазор в зачепленні регулюється шляхом підбору товщини прокладки між корпусами коробок.



Проміжна шестерня обертається на двох конічних роликів підшипниках, посаджених на закріплену в чавунному корпусі вісь. Осьовий зазор роликів підшипників регулюється шляхом підбору товщини прокладки під фланцем кріплення осі. Ведена шестерня коробки відбору потужності посаджена на вал, який обертається на двох шарикових підшипниках. Один кінець вала має шліцьовий вінець і гніздо для шарикового підшипника вторинного вала. На шліці вторинного вала коробки відбору потужності посаджена муфта включення. Другий кінець вторинного вала закінчується фланцем для кріплення карданного вала силової передачі приводу насоса і обертається в шариковому підшипнику.

Конструкція коробки відбору потужності дозволяє вмикати привід насоса на першій або другій передачі (на більш високих передачах насос не дає напору, необхідного для роботи ствола).

Оскільки від коробки відбору потужності на насос передається крутний момент, то при великій висоті забору та подачі води в зубчастих передачах коробки відбору потужності виникають значні динамічні навантаження, які сприяють швидкому зносу елементів конструкції. Проміжні шестерні виходять з ладу через поломку зубців біля основи, яка викликана втомою матеріалу. Деколи відбувається незначне викришування робочих поверхонь шестерень. Передній ролик підшипник проміжної шестерні виходить з ладу через руйнування робочих поверхонь обидвома та деформацію роликів. Також в процесі експлуатації погіршується регулювання зчеплення, що призводить до великих ударних навантажень, виникає підвищений контактний тиск на поверхнях деталей, які контактують. Це призводить до зносу шестерень коробки відбору потужності. Тому такі випадки руйнування вимагають складання методики вибору оптимальних конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі з метою забезпечення її міцності в процесі експлуатації.

Основою для розв'язання задачі оптимізації конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування є їх оптимізаційна математична модель та метод рішення.

У загальному випадку таку оптимізаційну модель можна подати так:
мінімізувати функцію мети

$$\Phi(x), x \in R^n, \quad 1)$$

при n нелінійних обмеженнях типу

$$g_i(x) \geq 0, \quad 2)$$

де x належить області пошуку R .

Обмеження $g_i(x)$ розбиваються на два класи:

$$g_{2i-1}(x) = (x_i - a_i) \text{ та } g_{2i}(x) = (b_i - x_i).$$

Область допустимого розв'язання, яка визначається обмеженнями (2) на змінні чинники, оточують n -мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми утворюється послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі $0 \dots 1,0$. Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю (3)

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j), \quad 3)$$

де x_i – значення чинника на i -му етапі розв'язання задачі;

μ_i – псевдовипадкове число на цьому етапі;

a_j, b_j – відповідно мінімальне та максимальне значення j -го обмеження.

Для розв'язання задачі оптимізації розроблено принципово нову методику, яка є синтезом методу послідовної мінімізації з використанням метода Монте-Карло.

Поставлена задача визначення оптимальних величин конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі коробки відбору потужності у залежності від умов експлуатації приводиться до нелінійної задачі математичного програмування з лінійною функцією мети та нелінійними обмеженнями, тобто математичну оптимізаційну модель можна записати так:

функція мети

$$\Phi_1 = |\sigma_H - \sigma_H^*| + |\sigma_F - \sigma_F^*| \rightarrow \min;$$

$$\Phi_2 = |h_I - h_I^*| \rightarrow \min; \quad (4)$$

$$K_A \rightarrow \min; K_{fA} \rightarrow \min;$$

при обмеженнях

$$a_1 \leq \Delta \leq b_1;$$

$$a_2 \leq z_1 \leq b_2;$$

$$a_3 \leq T_D \leq b_3;$$

$$a_4 \leq T_H \leq b_4;$$

$$a_5 \leq U_{12} \leq b_5;$$

$$a_6 \leq C_{D1} \leq b_6;$$

5)

$$a_7 \leq C_{12} \leq b_7;$$

$$a_8 \leq C_{20} \leq b_8;$$

$$a_9 \leq \beta \leq b_9;$$

$$a_{10} \leq m_n \leq b_{10};$$

$$a_{11} \leq K_{П.Д.} \leq b_{11};$$

$$a_{12} \leq t \leq b_{12};$$

де σ_H – розрахункове напруження;

σ_F – розрахункове місцеве напруження при згині;

σ_H^* – контактне напруження, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці;

σ_F^* – місцеве напруження при згині, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці;

h_I – допустиме значення величини зношування зубців коліс передачі, яке забезпечує нормальну роботу згідно з ГОСТ 1643 – 81;

h_I^* – значення величини зношування зубців коліс передачі, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежністю;

K_A – коефіцієнт, який враховує зовнішні динамічні навантаження та визначається в процесі оптимізації на кожному кроці;

K_{fA} – коефіцієнт, який враховує зміну коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях зубців коліс передачі та визначається в процесі оптимізації на кожному кроці;

$a_1, a_2, \dots, a_{12}; b_1, b_2, \dots, b_{12}$ – допустимі границі зміни конструктивних і експлуатаційних чинників, які визначають при розробленні технічного завдання на конструкцію коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б.

Розроблена оптимізаційна модель з функцією мети (4) та обмеженнями (5) була

підставою для проектування блок-схеми алгоритму вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б.

Була створена блок-схема алгоритму, яка складалась з 19 блоків. За допомогою генератора псевдовипадкових чисел і залежності (3) ми отримуємо довільні значення конструктивних та експлуатаційних чинників, від яких залежить значення коефіцієнта K_d , який враховує динамічні навантаження. Наступним етапом є обчислення значень контактних напружень, напружень згину та інтенсивності зношування. Отримані результати підставляються в умови міцності та забезпечення зносостійкості. Якщо умови виконуються, то отримані результати використовуються для подальших обчислень, якщо ж ні – генератор підбирає нові довільні експлуатаційні параметри і цикл повторюється. На наступному кроці, виходячи з вищерозрахованих напружень, обчислюється функція мети і визначається відхилення отриманих напружень від стандартних. Якщо відхилення перевищує 5%, програма повертається на початок для генерування нових експлуатаційних параметрів. Цикли повторюються до того часу, поки не буде отримано відхилення менше 5%. Далі результати виводяться на друк.

На основі цієї блок-схеми розроблена комп'ютерна програма, яка дає можливість визначати оптимальні параметри зубчастих передач коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б з урахуванням динамічних навантажень для різних умов експлуатації.

SigH: 395 Введ. контактне напруження	SigF: 140 Введ. напру. згину	PSlva: 0,4 Введ. коеф. ширини вінця зубців кол.	a1: 0,0000 Межі для боков. зазор між зубц.	b1: 0,0001
SigH0: 157 Введ. конт. нап. без дод. навант.	SigFP: 193 Введіть допуст. напру. згину	E: 210000 Введ. модуль пружності для коліс	a2: 20 Межі для числа зубц. ведуч. коліс	b2: 30
SigHP: 528 Введ. допуст. конт. напруження	SigFpmax: 534 Введ. допуст. напру. згин. при пере	h1: 0,2 Введ. доп. величина зношує. зубців	a3: 25 Межі для номін. об. момент. вала	b3: 30
SigHpmax: 1792 Введ. доп. кон. напру. згин. при пер	YFS: 3,9 Введ. коеф. впливу форми зубця	alpha: 20 Введіть кут зачеплення	a4: 26 Межі для номін. момент. сил опору	b4: 28
KNv: 1,03 Введ. коеф. впливу внутр. дин. навант.	Ybeta: 0,96 Введ. коеф. вплив. кута нахил. зубц.	Zs: 1 Введ. числ. пар. зачепл. з ведуч. кол.	a5: 1,5 Межі для передаточного числа	b5: 2
KNbeta: 1,07 Введ. коеф. нерівн. розп. навант.	Yeps: 1 Введ. коеф. вплив. перекрит. зубців	lh: 0,0000002 Введ. інтенс. знош. зубців вед. колеса	a6: 200000 Межі для жорсткостей валів	b6: 300000
KHalpha: 1,07 Введ. коеф. розподілення навант.	KFv: 1,1 Введ. коеф. вдин. навант. при зачепл.	f: 0,1 Введ. коеф. тертя при стат. навант.	a7: 50000 Межі для жорсткості зубців коліс	b7: 70000
KFbeta: 1,12 Введ. коеф. нерівн. розп. навант.	KFalpha: 0,91 Введ. коеф. розпод. навантажень	n: 1450 Введ. частот. оберт. вед. зубч. колеса	a8: 88000 Межі для жорсткості веден. вала	b8: 144000
			a9: 8 Межі для кута нахилу зубців	b9: 15
			a10: 2 Межі для модуля зубч. передачі	b10: 4
			a11: 0,02 Межі для коеф. пит. числ. дин. навант.	b11: 0,1
			a12: 1000 Межі для терміну служби передачі	b12: 1500

Результат

Ввід даних

Число зубців: Номін. об. момент: Боковий зазор: Термін служби: Коеф. вплив. зовн. дин. навант.:

Передаточне число: Номін. мом. сил опору: Коеф. змін. коеф. терт.: Модуль зубч. перед.: Коеф. пит. числ. д. навант.: Кут нахилу зубця:

Назад

Висновки. Виконана робота із створення програми для вибору конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастої передачі дала змогу зробити такі висновки:

1. Розроблена програма є універсальною і дає можливість визначати оптимальні значення конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б для різних умов експлуатації.

2. Для розв'язання задачі розроблено принципово нову методику, яка є синтезом методу послідовної мінімізації з використанням методу Монте-Карло.

3. Приведена програма дозволяє визначати такі оптимальні значення конструктивних і експлуатаційних чинників, які забезпечують зменшення коефіцієнта, що враховує динамічні навантаження, на 28...49 % у порівнянні зі звичайними методами їх розрахунку.

4. Програма дає можливість забезпечувати міцність та зносостійкість зубчастих передач коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б в процесі експлуатації з урахуванням дії динамічних навантажень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Айрапетов Э.Л. Совершенствование методов расчета на прочность зубчатых передач. // Вестник машиностр. 1993, N7. – С. 5-14.
2. ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86).
3. Айрапетов Э.Л. Совершенствование методов расчета на прочность зубчатых передач. // Вестник машиностр. 1993, N7. – С. 5-14.
4. Васильева О.Е. Влияние условий эксплуатации на прочность зубчатых передач. // Вісник ДУ “Львівська політехніка”, 1999, N376. – С.8 – 10.
5. Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач. - М.: Машиностроение, 1981. - 232с.
6. Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. - М.: Машиностроение, 1969. - 256с.
7. Гриневич В.П., Каменская Е.А., Алферов А.К., Златопольский А.В. Надежность строительных машин. - М.: Стройиздат, 1975. - 296с.
8. Громан М.Б., Зак П.С., Шлейфер М.А. Основы нормализации зубчатых колес. – М.: Изд-ство стандартов, 1987. – 344 с..
9. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. - Львов: Вища школа, 1983. - 136с.
10. Дроздов Ю.Н. К расчету зубчатых передач на износ.// Машиноведение, N2, 1969. – С.84 – 88.
11. Кириченко А.Ф., Федченко А.В. О влиянии погрешности угла наклона зубьев на динамику зубчатой передачи Новикова ДЛЗ.// Вестник ХГПУ, выпуск 50, Харьков: ХГПУ, 1999. – С.111 – 117.
12. Кириченко А.Ф., Шевченко Р.И. Напряженно-деформированное состояние зубьев эвольвентного зацепления с различными углами исходного контура.// Вестник ХГПУ, Выпуск 50. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С.102 – 110.
13. Кириченко А.Ф., Федченко А.В. Исследование влияния ширины зубчатого венца цилиндрических передач Новикова ДЛЗ на их внутреннюю динамику.// Вестник ХГПУ, Выпуск 109. – Харьков: ХГПУ, 2000. – С.108 – 112.
14. Кистьян Я.Г. Упругая деформация зубьев прямозубых цилиндрических колес. / Теория и расчет зубчатых передач и подшипников скольжения. – М.: ЦНИИТМАШ, книга №13, 1948. – 218 с.