

венной площадки контакта со своей конъюнктивно-дизъюнктивной формой $\xi_5(N)$.

Усовершенствованная методика аналитического моделирования мгновенной площадки контакта предусматривает и варьирование величины элементарной площадки dS в широком диапазоне.

Выводы. Все вышесказанное расширяет возможности исследования объемного напряженно-деформированного состояния конических зубчатых передач на стадии проектирования при учете реального силового взаимодействия, и выбирать наиболее рациональные параметры по критерию изгибных напряжений.

Список литературы: 1. Часовников Л.Д. О расчете конических передач с круговыми зубьями // Сб. науч.-метод. статей по деталям машин. – М.: Высшая школа, 1977. – Вып.2. – С.13-41. 2. Иванов Е.М. Математическая модель объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых передач. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 80с. 3. Кириченко А.Ф. Теория, расчет и анализ объемного напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрических колес при изгибе: Дисс... докт.техн.наук: 05.02.02 "Машиноведение" – 1991. – 498с. 4. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. – М.: Высшая школа, 1982. – 263с. 5. Кириченко А.Ф. Аналитическое моделирование площадки контакта зубьев // Известия ВУзов. – М.: Машиностроение, 1979. – №4. – С.34-39.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 621.833

Математическое моделирование площадки контакта зубьев с учетом вариации ее геометрии / Е.М. Иванов, З.А. Иванова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.44-49. – Бібліогр.: 5 назв.

Так як суворо теоретичне рішення контактної задачі теорії пружності для зубчастих передач відсутнє, то зусилля яке передається зубом математично моделюється як результат силової взаємодії пари зубців. При цьому, спираючись на результати експериментальних досліджень і теоретичні данні, уточнюється процес моделювання площадки контакту з можливістю варіації її геометрії при обліку різного положення по фазі зачеплення за весь період сполучення пари зубців.

Ключові слова: зона поля зачеплення, миттєва площадка контакту, елементарна площадка, вузлові точки, лінія контакту.

So as strict theoretical solution of the contact problem of elasticity theory for the gear is not available, then the force transmitted tooth mathematically modeled as a result of the force of interaction between a pair of teeth. In this case, based on the results of experimental studies and theoretical data, clarifies the process of simulation of the contact area with the possibility of variation of its geometry when considering the various provisions of the phase coupling for the entire period of the pair a pair of teeth.

Keywords: the area of the field coupling, instant ground contact, elementary Playground, anchor points, the line of contact.

УДК 621.831

П.М. КАЛІНІН, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків;
М.Є. СЕРГІЄНКО, к.т.н., доцент каф. АіТ НТУ "ХПІ";
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, старший викладач каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків

ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛЯ

У роботі наведені результати оптимально-раціонального проектування зубчастих передач коробки передач автомобіля Зил-4327 з метою покращення її експлуатаційних характеристик

Ключові слова: оптимізація, коробка передач, напруження, працездатність.

Постановка проблеми. Створення конкурентоспроможних конструкцій

© П.М. Калінін, М.Є. Сергієнко, Ю.В. Жережон-Зайченко, 2013

машин, зокрема транспортних, підвищення їх надійності, якості і технічного рівня залишається актуальною проблемою, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів, зокрема зубчастих коробок передач (КП).

Ефективність оптимального проектування КП автомобілів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, які суттєво ускладнюються множиною зв'язків між параметрами стану подібних технічних систем і різноманіттям ознак їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі експертного вектора пріоритетів.

Безумовно задачу оптимізації основних параметрів КП (зубчастих передач, валів та підшипників) слід вирішувати на етапі проектування, де можливо всебічно розглянути конструкцію і врахувати велику кількість суперечливих вимог. Проте актуальними стають і задачі часткової оптимізації цих параметрів на етапі вдосконалення існуючих конструкцій КП.

Аналіз літературних джерел. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування технічних об'єктів розглядається широке коло задач, але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено [1, 2].

Характерними обмеженнями, що стримують впровадження класичних методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольована точність рішень, що базується на експертній інформації, відсутність єдиного універсального підходу до побудови розрахункових моделей технічних об'єктів, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних виробів системної складності.

Відомо, що важливим питанням для задач оптимізації є вибір критеріїв оптимізації, який впливає і на вибір методів оптимізації [3-5]. Суттєво на вибір методів оптимізації впливає і сам об'єкт оптимізації, а точніше його розрахункова модель. Зрозуміло, що моделі зубчастих передач, валів та підшипників можуть бути описані тільки у вигляді проектно-математичної моделі, що включає різноманітний таблично-графічний довідковий матеріал, проектні рекомендації і стандартизовані умови працездатності.

Особливістю практичного проектування основних елементів КП автомобіля, зокрема, приводних циліндричних зубчастих передач є те, що їх проектують не на основі стандартизованих критеріїв працездатності, а з використанням аналогій й статистичних даних, що відбивають тривалу практику автомобілебудування [6].

Наприклад, для трьохвальних КП автомобілів головний параметр – міжосьову відстань a_w (мм) – наближено визначають за умовою, що побудована на підставі статистичних даних існуючих КП,

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{вих}}, \quad (1)$$

де $T_{вих}$ – максимальний крутний момент на вихідному валу КП, Н·м, а коефіцієнт k_a перебуває в рекомендованих межах: 8,9...9,3 для легкових і 8,6...9,6 – вантажних автомобілів.

Після вибору міжосьової відстані призначають ширину b_w зубчастих вінців, модуль m_n та кут β нахилу зубців. Необхідну жорсткість і помірну металоємність конструкції, задовільну збалансованість термінів служби зубчастих коліс і підшипників забезпечують практично встановленими пропорційними співвідно-

шеннями основних елементів коробки передач. Відповідно до цього ширину вінців зубчастих коліс, а також довжину коробки передач, габаритні розміри валів і підшипників, визначають в частках міжосьової відстані, які зберігають для існуючих конструкцій з типовим компонованням високої ступінь сталості. Наприклад, робочу ширину b_w вінців зубчастих коліс КП визначають за умовою

$$b_w \approx (0,19...0,23)a_w . \quad (2)$$

За таких умов проектування, зубчасті передачі КП, як правило, є недовантаженими. що показує і аналіз існуючих конструкцій КП. Останнє відноситься, як правило, також і до валів і до підшипників КП.

Ціль статті – оцінити рівень працездатності основних елементів існуючої КП автомобіля та запропонувати можливі шляхи їх оптимізації.

Основна частина. У роботі розглянуті результати оптимально-раціонального проектування п'ятиступінчастої КП автомобіля ЗиЛ-4327 (див. рисунок) з використанням методу допустимих множин [3].

Роботу досліджуваної КП на прямому ході автомобіля забезпечують зубчаста пара постійного зачеплення (ЗП-0) та зубчасті пари ЗП-1, ЗП-2, ЗП-3, ЗП-4, відповідно, першої, другої, третьої і четвертої передач КП. П'ята передача КП є прямою, у роботі якої означені зубчасті пари участі не приймають. Деякі параметри зубчастих пар КП наведені у таблиці 1.

Згідно до зовнішньої швидкісної характеристики двигуна Д-245.9Е2 максимальному крутному моменту $T_{max}=456Н\cdot м$ відповідає частота обертання колінчастого валу двигуна $n_{oc}=1600хв^{-1}$. Для виготовлення зубчастих коліс КП використовують сталь 25 ХГМ. Зубці зубчастих коліс цементують до твердості $HRC = 60...65$.

Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, який проводимо у відповідності до ГОСТу 21354-87 з використанням програмного комплексу НДК-ДМ Акад. ВВ МВС України [7] наведені у таблиці 2.

Тут у якості експлуатаційних характеристик зубчастих пар КП прийняті їх рівні завантаженості:

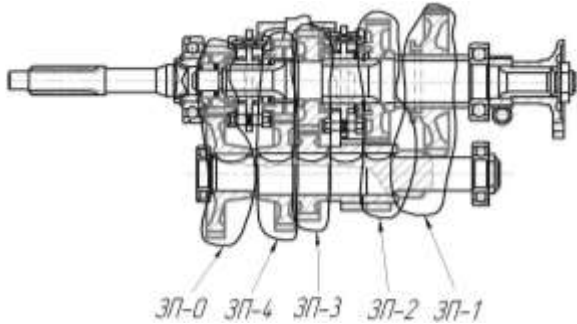


Рисунок – Коробка передач автомобіля ЗиЛ-4327

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастих пар коробки передач

| Параметр | | Зубчасті пари | | | | |
|------------------|-------------------|---------------|-------|-------|-------|-------|
| | | ЗП-1 | ЗП-2 | ЗП-3 | ЗП-4 | ЗП-0 |
| Передачне число | u_i | 3,46 | 1,91 | 1,06 | 0,68 | 1,86 |
| Числа зубців | z_{i1} / z_{2i} | 13/45 | 22/42 | 31/33 | 38/26 | 22/41 |
| Модуль, мм | m | 4,25 | 3,75 | 3,75 | 3,75 | 3,75 |
| Ширина, мм | b | 45 | 36 | 36 | 36 | 36 |
| Відносний пробіг | γ_i | 0,7 | 2,0 | 8,3 | 24 | 65 |

Таблиця 2 – Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар КП

$$\Delta_{H(F)} = (\sigma_{H(F)} - \sigma_{H(F)P}) / \sigma_{H(F)P} \cdot 100\%$$

| Параметр | ЗП-0 | ЗП-1 | ЗП-2 | ЗП-3 | ЗП-4 |
|------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| σ_H , МПа | 938,6 | 1914,4 | 1260,9 | 1000,8 | 923,6 |
| σ_{HP} , МПа | 1207 | 1851,9 | 1663,4 | 1493,2 | 1239,9 |
| Δ_H , % ^{*)} | -22,3 | 3,37 | -24,2 | -33,0 | -25,5 |
| σ_F , МПа | 126,5 | 460 | 231,38 | 150,55 | 121,57 |
| σ_{FP} , МПа | 457,1 | 457,1 | 457,1 | 457,1 | 457,1 |
| Δ_F , % | -72,3 | 0,7 | -50,4 | -67,1 | -43,4 |

Аналіз отриманих результатів показав, що усі основні умови міцності зубчастих пар КП виконуються, причому усі зубчасті передачі коробки передач

(окрім ЗП-1) за напруженнями σ_H та σ_F мають недовантаження більше 20%.

Таблиця 3 – Характеристики оптимізованих зубчастих передач КП

| Параметр | ЗП-0 | ЗП-1 | ЗП-2 | ЗП-3 | ЗП-4 |
|----------------|------|------|------|------|------|
| b'_W , мм | 24 | 56 | 23 | 18 | 22 |
| Δ_H , % | 4,2 | 4,95 | 3,65 | 3,7 | 4,8 |

Великий рівень недовантаженості зубчастих пар досліджуваної КП дозволить поставити питання про оптимізацію параметрів зубчастих пар, зокрема, зміни, наприклад, робочої ширини зубчастих коліс

[8].

У результаті запропонованої оптимізації зубчастих пар КП за рахунок зміни напруженого стану роботи зубчастих пар вдалося зменшити об'єм зубчастих коліс КП з 5194,7см³ до 3392,5см³. Зниження ваги зубчастих коліс коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 при оптимізації робочої ширини зубчастих коліс оцінюємо у 141Н або більше 30%.

Таблиця 4 – Характеристики працездатності валів і підшипників КП

| Варіант (умова оптимізації) | Запас міцності вала S_{\min} | | Довговічність $L_{\Sigma}^{(1)}$, год. | |
|------------------------------------|--------------------------------|--------------|---|------------|
| | Пром. вал | Вихід. вал | Пром. вал | Вихід. вал |
| 1 ²⁾ $a'_W = 123,25$ мм | 3,66 (1 п.) ³⁾ | 2,04(1,3 п.) | 9459 | 12487 |
| 2 $T'=1,23T_{ном}$ | 2,97(1 п.) | 1,66(1,3 п.) | 6253 | 9535 |
| 3 $a'_W = 116$ мм | 3,46(1 п.) | 1,91(3 п.) | 7840 | 9732 |

¹⁾ Довговічність підшипника оцінена за виразом $L_{\Sigma} = 100 / \sum (\gamma_k / L_{nk})$, де L_{nk} – можливий термін роботи підшипника і γ_k – відносний термін роботи на k -й передачі;

²⁾ Варіант 1 характеризує стан елементів для існуючої конструкції КП;

³⁾ У дужках наведений номер k передачі КП, коли вал має мінімальний запас міцності.

Таблиця 5 – Характеристики зубчастих передач КП при $a'_W = 116$ мм

| Параметр | ЗП-1 | ЗП-2 | ЗП-3 | ЗП-4 | ЗП-0 |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| z_{1i} / z_{2i} | 13/45 | 22/42 | 31/33 | 38/26 | 22/41 |
| m , мм | 4,0 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,75 |
| b_W , мм | 52 | 21 | 16 | 20 | 22 |
| Δ_H , % ^{*)} | 4,04 | 3,29 | 4,7 | 4,61 | 3,5 |
| Δ_F , % | 4,87 | -5,46 | -18,6 | -46,9 | -50,4 |

У цьому варіанті об'єм зубчастих коліс модифікованої КП складає 4116,6см³, що менше початкового об'єму на 21%.

Безумовно збільшення крутного моменту, що передає КП, приводить до погіршення напруженого стану її валів та підшипників, але, як показують розрахунки, і проміжний вал, і вихідний вал, а також підшипники цих валів (внаслідок попереднього недовантаження!) залишаються працездатними (таблиця 4).

Ефективним критерієм оптимізації КП вважають, як правило, зменшення її міжосьової відстані. У таблиці 4 наведені також характеристики працездатності валів та підшипників КП, для якої у якості умови оптимізації обрано зменшення міжосьової відстані до $a'_W = 116$ мм (варіант 3). Характеристики зубчастих пар оптимізованої КП наведені у таблиці 5. Загальний об'єм зубчастих коліс КП для цього варіанта оптимі-

зації складає $3352,7\text{см}^3$, що на 35% менше від початкового варіанта КП. При цьому треба враховувати, що зменшення міжкосової відстані КП приведе і до істотного зменшення об'єму корпусних деталей КП.

Заключення. У роботі розглянуті результати деяких варіантів оптимально-раціонального проектування зубчастих пар КП автомобіля ЗиЛ-4327 з метою покращення їх масо-габаритних характеристик і збільшення значення крутного моменту, що може передавати ця коробка передач.

Отримані результати показують на можливість і необхідність більш широкого впровадження методології оптимально-раціонального проектування технічних об'єктів, як механізму керування якістю, у практику проектування КП автомобілів.

Список літератури: 1. *Реклейтис Г., Рейвндран А., Реддел К.* Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 2. *Хог Э., Арора Я.* Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983. – 480с. 3. *Калінін П.М.* Оптимально-раціональне проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.35. – С.51-58. 4. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Про можливості і методи забезпечення плавності зачеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. *Васламов В.К.* Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 480с. 7. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120. 8. *Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Оцінка працездатності та оптимізація параметрів зубчастих пар коробки передач автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.36. – С.70-73.

Надійшла до редколегії 03.05.2013

УДК 621.831

До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля / П.М. Калінін, М.С. Сергієнко, Ю.В. Жережон-Зайченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.49-53. – Бібліогр.: 8 назв.

В роботі приведені результати оптимально-раціонального проектування зубчастих передач коробки передач автомобіля ЗиЛ-4327 з целью удешевлення її експлуатаційних характеристик.

Ключевые слова: оптимізація, коробка передач, напруження, работоспособность.

Results of optimum and rational design for tooth gearings of a gear box of the car ZiL-4327 are given in work for the purpose of improvement of its operational characteristics.

Keywords: optimization, gear box, stress, working capacity.

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;
Д.А. ГАЗЗАЕВ, инженер НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS К ОЦЕНКЕ ИЗГИБНОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

С помощью конечно-элементного пакета ANSYS показано, что величина и направление продольной кривизны арочного зуба практически не оказывает влияния на его напряженно-деформированное

© В.И. Короткін, Д.О. Газзасв, 2013