

КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ З КАРДАННИМ ВАЛОМ

Питання підвищення надійності, довговічності, зниження рівня вібрацій елементів і вузлів, новостворюваних пристроїв на стадіях їх проектування і доведення, як за рахунок конструкторських рішень, спрямованих на зниження динамічних навантажень, так і за рахунок розробки уточнених методик численних експериментів, були і залишаються одними з найважливіших. Карданна передача є одним з найбільш відповідальних агрегатів, і досі по довговічності поступається головній передачі, коробці передач і іншим агрегатам. З огляду на той факт, що карданна передача є одним з джерел підвищеної вібрації елементів і вузлів силових передач транспортних засобів, а також її досить високу вартість виготовлення, слід визнати, що задача розрахунку крутильних коливань силових передач з карданним валом є актуальною.

Точні рівняння руху системи з карданної передачею виявляються занадто складними для аналітичного дослідження, тому в ряді робіт використовуються наступні спрощення: карданна передача представляється у вигляді двомасової моделі, не враховуються моменти інерції карданних валів, лінеарізуються кінематичні рівняння зв'язків для карданних шарнірів. У ряді робіт при оцінці додаткових динамічних зусиль, викликаних нерівномірністю обертання карданного валу, використовуються лише кінематичні співвідношення. В роботі [1] були отримані точні і наближені рівняння руху системи з карданним валом і обрана модель, розрахунки по якій вимагають найменшого часу, а результати досить близькі до точних. За допомогою цієї математичної моделі можна розраховувати довільні ланцюгові моделі силових передач транспортних машин, які не містять, крім карданного валу, інших нелінійних елементів. Перевага наближеною математичної моделі полягає в значно меншому (приблизно в 60 разів) обсязі обчислень в порівнянні з точною моделлю, тому вона може бути використана для розрахунку силових передач з багатьма ступенями свободи.

На рис. 1 представлена механічна модель силової передачі землерийної гусеничної машини.

Моменти інерції вилок карданного валу $I' = 0,06 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, кут зламу $\gamma = 16^\circ$, середній момент, що передається карданним валом, $M = 3,12 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$; маса 19 включає редуктор з передавальним відношенням $k = 1,42$, маси 1-6 представляють наведені циліндрові маси двигуна.

Розрахунок даної силової передачі проводився з метою оцінки рівня виявлених в системі високочастотних крутильних коливань і вироблення рекомендацій щодо зниження динамічних навантажень. Експериментальне дослідження силової передачі проводилося в умовах експлуатації машини. Пружні моме-

нти в окремих з'єднаннях записувалися в діапазоні робочих оборотів при кутовій швидкості вала двигуна $\omega \in (190; 213)$ рад/с. Результати експериментів показали, що у всьому частотному діапазоні рівень крутильних коливань в значній мірі визначається нерівномірністю обертання карданного валу.

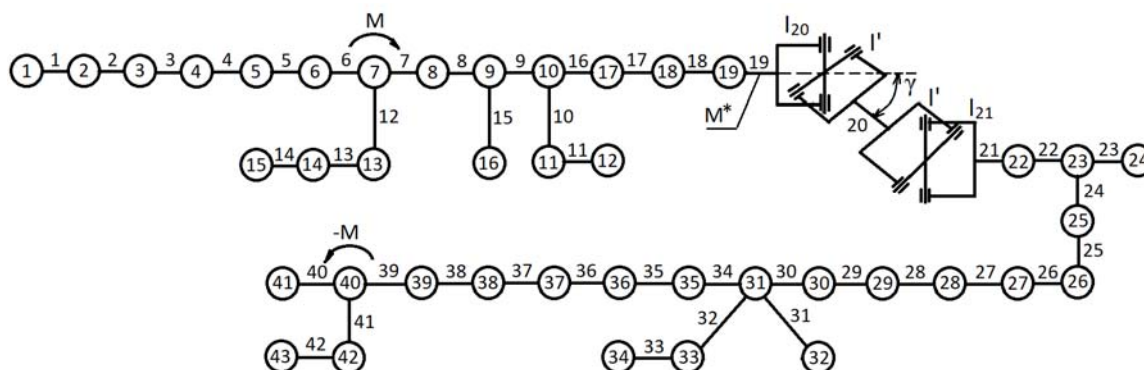


Рисунок 1 – Модель силової передачі землерийної гусеничної машини

На рис. 2 зображені розрахункова крива для амплітуди моменту M_{17} та її значення, що отримані експериментально.

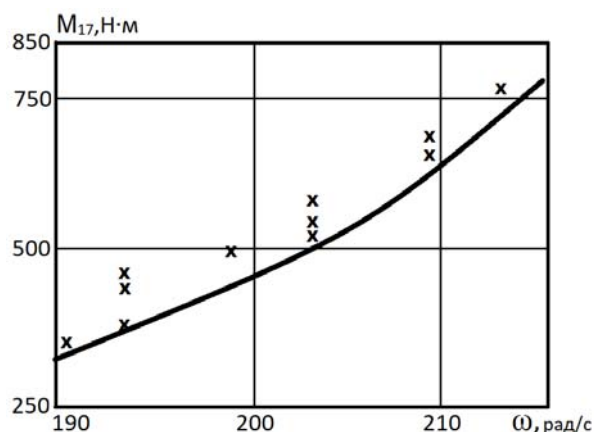


Рисунок 2 – Розрахункові і експериментальні значення пружного моменту

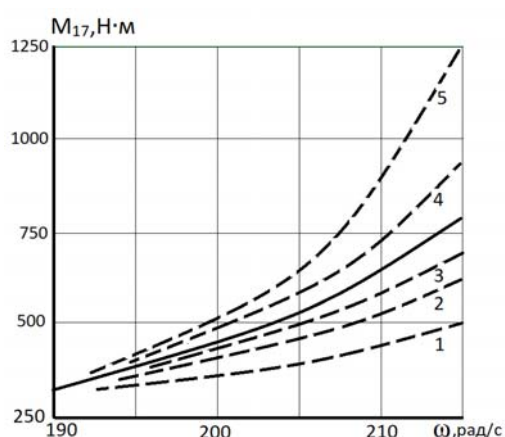


Рисунок 3 – Зміна жорсткості карданного валу

Як видно з рис. 2, розглянутий частотний діапазон лежить у дорезонансній зоні. Тому одним із шляхів зниження динамічної завантаженості, є зміна параметрів, що впливають на розташування резонансних зон системи. Дослідження функцій чутливості системи, виконане за методикою роботи [2], показало, що параметром, що впливає на розташування резонансної зони, найближчої до розглянутого частотного діапазону, є жорсткість карданного валу C_{20} . Результати розрахунків моменту M_{17} при різних конструктивно допустимих значеннях C_{20} наведені на рис. 3.

На рис. 3 суцільною лінією показана розрахункова крива для вихідної системи, пунктиром – розрахункові криві, відповідні системі зі зміненими параметрами. Крива 1 відповідає $C_{20}=2 \cdot 10^5$ Н·м; 2 – $C_{20}=1,25 \cdot 10^5$ Н·м; 3 – $C_{20}=1,1 \cdot 10^5$ Н·м; 4 – $C_{20}=9 \cdot 10^4$ Н·м; 5 – $C_{20}=8 \cdot 10^4$ Н·м.

Варіація кута зламу осей з'єднувальних валів, істотно змінює величину пружного моменту (рис. 4, крива 1 – $\gamma=4^\circ$, 2 – $\gamma=8^\circ$, 3 – $\gamma=12^\circ$).

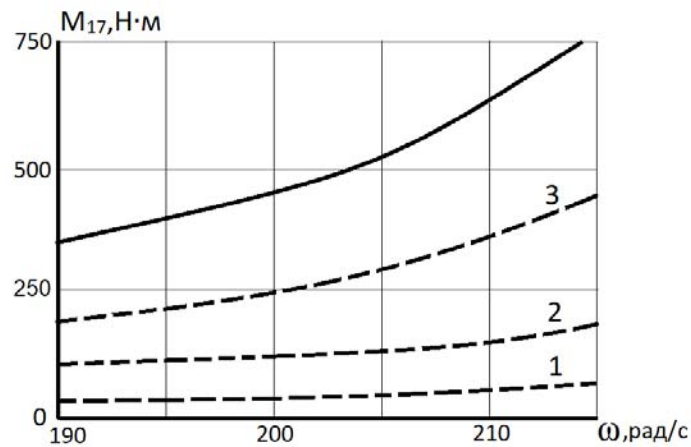


Рисунок 4 – Зміна кута зламу γ

З проведених розрахунково-експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Основну роль у формуванні високочастотних коливань силової передачі грає параметричне збудження, пов'язане з нерівномірністю обертання карданного валу.

2. Знизити рівень крутильних коливань силової передачі можливо без введення в систему спеціальних пристроїв. Ефективним засобом зменшення динамічних навантажень є варіювання жорсткості карданного валу, яка є параметром, що впливає на розташування резонансної зони системи: збільшення C_{20} на 25% призводить до зниження максимальних динамічних навантажень найбільш навантажених елементів системи в робочому діапазоні оборотів двигуна на 21%, а збільшення C_{20} в два рази дозволяє знизити навантаження на 43%. Зниження динамічних навантажень можливо і за рахунок зменшення моментів інерції вилок карданного валу. Так зменшення I' на 17% дозволяє знизити навантаження на 19%.

3. Найбільш ефективним заходом щодо усунення небезпечних динамічних явищ слід визнати зменшення кута зламу осей з'єднувальних валів: зменшення кута γ з 16° до 12° веде до зниження динамічних навантажень на 44%, а при $\gamma = 8^\circ$ навантаження зменшуються в чотири рази.

ЛІТЕРАТУРА

1. Карабан В. Н. Крутильные колебания силовых передач с карданным валом / В. Н. Карабан, А. С. Беломытцев // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 2. – С. 98–102.
2. Андреев Ю. М. Синтез нелинейных вибрационных систем по скелетным кривым с использованием теории чувствительности / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1984. – № 40. – С. 50-56.