ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДИЗЕЛЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Кравченко С.С.[1], Таланін Д.С.[2], Морозов Є.А.[1],
[1]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
[2]Харківський автотранспортний фаховий коледж, м. Харків

Сьогодні модернізація силових установок на основі дизелів УТД-20, зважаючи на основне призначення, є особливо актуальним питанням. Дизель УТД-20 має V-подібний кривошипно-шатунний механізм з кутом розвалу циліндрів 120º з центрально-зчленованими шатунами в складі вильчатого (зовнішній) і центрального (внутрішній).

Недоліками такого типу зчленування шатунів дворядного двигуна є:

1. Мала жорсткість кривошипної головки вильчатого шатуна.

2. Складність конструкції і забезпечення змащення шатунного підшипника, що має додаткову (зовнішню) площину тертя. Це призводить до ненадійної роботи підшипника та, як наслідок, зменшенню ресурсу двигуна.

Для виключення зазначених недоліків пропонується конструктивне рішення у вигляді зчленованих шарнірно головного і причіпного шатунів.

Такий тип зчленування шатунів, в порівнянні зі штатним, центральним, матиме такі переваги:

1. Спрощення конструкції шатунного підшипника, який тепер складається з двох частин – типова конструкція підшипника ковзання. Це також дозволить поліпшити умови його змащення.

2. Збільшення площі опорної поверхні шатунного підшипника, що дозволить підвищити його несучу здатність для забезпечення запасу міцності.

В результаті виконаних попереднього кінематичного розрахунку та ескізного проектування конструкції зчленованих шатунів для двигуна УТД-20 отримані такі основні параметри пропонованої конструкції: загальна маса вузла близько 11 кг; хід поршня в боковому циліндрі 159,9 мм; кут заклинювання вушка причіпного шатуна – 128,25 град.; радіус центру вушка – 75 мм; довжина причіпного шатуна – 195 мм (прийнята з умови забезпечення рівного по циліндрах ступеня стиску – 16 одиниць); кут відставання роботи бокового циліндра від головного – 122,2 град.

Виконаний динамічний розрахунок КШМ показав, що максимальна бокова сила у головному циліндрі по зрівнянню зі штатним шатуном збільшується у 5 разів, а у боковому – у два рази. Це може призвести до погіршення умов роботи кільцевого ущільнення та збільшити тертя тронка поршня у циліндрі.

Внаслідок різної кінематики поршнів зазнає змін й крутний момент у відсіку. При цьому середній крутний момент у порівнянні зі штатною конструкцією зменшується на 3,5% (з 368 Н·м до 355 Н·м на номінальному режимі). Показано, що при застосуванні нової конструкції шатунів нерівномірність крутного моменту зростає, що призведе до збільшення нерівномірності обертання колінчастого валу, а значить вимагатиме встановлення більш масивного маховика.