

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки і технологій
Відділення в Любліні Польської академії наук**

**Інженерно-технічний факультет
Словацького університету наук про життя**

Естонський університет наук про життя

**Агроінженерний факультет
Природничого університету в Любліні**

**Інженерно-технічний факультет
Празького університету наук про життя**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
ХІХ МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-ПЕДАГОГІЧНИХ
ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ
«ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(20-22 березня 2019 року)

Київ-2019

УДК 631.17+62-52-631.3
ББК40.7

Збірник тез доповідей ХІХ Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2019. – 126 с.

Збірник рекомендовано до друку рішенням вченої ради факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України від 19.03.2019 р., протокол №8.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів факультету конструювання та дизайну НУБіП України, провідних закладів вищої освіти, в яких розглядаються завершені етапи розробок з машин і обладнання сільськогосподарського виробництва, промислового і цивільного будівництва, механізації сільського господарства, будівництва сільських територій, конструювання і надійності машин для сільського і лісового господарств, удосконалення та нових розробок біотехнологічних процесів і технічних засобів.

Редакційна колегія: Ружи́ло З.В. – голова, к.т.н., доц.; Лове́йкін В.С., д.т.н., проф.; Афтанді́лянц Є.Г., д.т.н., проф.; Пили́пака С.Ф., д.т.н., проф.; Баку́лін Є.А., к.т.н., доц.; Березовий М.Г., к.т.н., доц.; Булгаков В.М., д.т.н., проф.; Чаусов М.Г., д.т.н., проф.; Лопатько К.Г., д.т.н., доц.; Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.; Несвідомін В.М., д.т.н., проф.; Марус О.А., к.т.н., доц.; Новицький А.В., к.т.н., доц.; Ромасевич Ю.О. – секретар, д.т.н., доц.

ЗМІСТ

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТІЛОЮ...	3
ЗАСТОСУВАННЯ ВОДНЮ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ ОКАЛИНИ З ПОВЕРХІ СТАЛЕВИХ ВИРОБІВ.....	5
ТЕРМІЧНА ОБРОБКА СТАЛЕЙ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ ВОДНЮ.....	6
КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ ПОСИЛЕННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ БУДІВЕЛЬ ТА СПОРУД.....	8
ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНІ КОНСТРУКЦІЇ – ПЕРСПЕКТИВА РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНОЇ ГАЛУЗІ.....	11
ПОРІВНЯННЯ РІЗНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЗЧЕПЛЕННЯ АРМАТУРИ КЛАСУ А500С З БЕТОНОМ У РАМКАХ АНАЛІТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗА НАЯВНІСТЮ ДИСКРЕТНИХ ТРІЩИН.....	14
ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗЧЕПЛЕННЯ АРМАТУРИ КЛАСУ А500С З БЕТОНОМ ПРИ ДЕФОРМАЦІЙНОМУ РЕЖИМІ НАВАНТАЖЕННЯ.....	16
ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСТЕЖЕННЯ ТА ПАСПОРТИЗАЦІЇ ПРИЙНЯТИХ В ЕКСПЛУАТАЦІЮ ОБ'ЄКТІВ БУДІВНИЦТВА.....	17
ДЕЯКІ АСПЕКТИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТРУБОПРОВОДІВ.....	20
ТЕХНОЛОГІЯ ЗВЕДЕННЯ КУПОЛУ ДОДАТНЬОЇ КРИВИЗНИ ІЗ ЗБІРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	22
ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГРАНЧАСТОГО РИГЕЛЯ ПОКРИТТЯ З УМОВ ЗБІЛЬШЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ.....	24
ПЕРЕВІРОЧНІ РОЗРАХУНКИ ПЕРЕКРИТТЯ ІЗ ЗБІРНИХ РЕБРЕСТИХ ПЛИП НА СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ.....	27
ПІДЛОГИ СПОРТИВНИХ БУДІВЕЛЬ.....	31

ОЗДОБЛЕННЯ ФАСАДІВ СУЧАСНИМИ МАТЕРІАЛЕМИ.....	34
ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ СКЛАДЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	36
ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЗАПАСУ ПАЛІ ПРИ УМОВІ ЗБІЛЬШЕННЯ СЕЙСМІЧНОСТІ.....	39
ST. SOPHIA CATHEDRAL XXI CENTURY.....	40
PROPERTIES OF CONCRETE WITH DETERMINING BOARDS.....	42
RELIABLE WATERPROOFING - GUARANTEED DURABILITY OF BUILDINGS AND STRUCTURES.....	43
DEVELOPMENT OF TRANSPORTATION OF BUILDING MATERIALS ON A RIVER.....	45
АНАЛІЗ СПІВСТАВЛЕННЯ ВАРІАНТІВ ПОКРИТТЯ МЕТАЛЕВОГО ТА ЗАЛІЗОБЕТОННОГО КУПОЛА ДІАМЕТРОМ 36м.....	46
МОНІТОРИНГ СТАНУ МІСЬКИХ ШЛЯХОПРОВОДІВ.....	49
ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕКСПЛУАТОВАНИХ ОБ'ЄКТІВ БУДІВНИЦТВА.....	51
THE MODEL OF MULTILEVEL CRACK DEVELOPMENT IN REINFORCED CONCRETE STRUCTURES.....	54
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО РАДІАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ В ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ОБЕРТОВОМУ ЦИЛІНДРІ З УРАХУВАННЯМ ТА БЕЗ УРАХУВАННЯ ОПОРУ ПОВІТРЯ.....	58
SWINGING MODE OF THE BOOM CRANE OPTIMIZATION.....	60
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ КОЛИВАНЬ ПРУЖНОЇ ОПОРИ МАНІПУЛЯТОРА НАВАНТАЖЕНОГО ТИПОВИХ РЕЖИМАМИ...	62
ОСОБЛИВОСТІ КРИСТАЛІЗАЦІЇ ЛЕГОВАНИХ ЧАВУНІВ.....	65
РОЗВ'ЯЗОК ТА АНАЛІЗ ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ «ВІЗОК-ВАНТАЖ» ПРИ НЕСИМЕТРИЧНИХ ОБМЕЖЕННЯХ НА КЕРУВАННЯ.....	66

АНАЛІЗ РОБОТИ КУЛЬКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ ПРИСТРОЇВ.....	68
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ КУЛЬКОВО-ГВИНТОВОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ.....	70
ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РЕЖИМУ КОНДЕНСАТОРНОГО ЗВАРЮВАННЯ РАДІОЕЛЕКТРОННИХ ПРИСТРОЇВ.....	72
MAIN TENDENCIES IN PID-CONTROLLERS DEVELOPMENT (ANALYSIS OF PATENTS).....	73
DETERMINATION OF PARAMETERS OF THE HYDRAULIC SYSTEM IN THE TRANSITION PERIOD OF MOTION.....	75
ДОЗВІЛЬНА ТА ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ НА РЕМОНТ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ.....	77
ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ РУХУ ТІЛА ЗМІННОЇ МАСИ ПО ПОВЕРХНІ СПІРАЛЬНОГО СЕПАРАТОРА КАРТОПЛЯНОГО ВОРОХУ.....	80
ПІДХОДИ ДО ВИКОНАННЯ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В СУЧАСНИХ УМОВАХ.....	83
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ МІНЕРАЛЬНОГО ДОБРИВА ПО ЛОПАТЦІ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЛЬНОГО ОРГАНУ.....	87
СУЧАСНА ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ.....	89
МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ.....	92
АЛГОРИТМ ОТРИМАННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ.....	94
ОРГАНІЗАЦІЯ ІНЖИНІРИНГОВОГО СУПРОВОДУ ТЕХНІЧНОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ, КОМПЛЕКТУЮЧИХ, ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА ІНСТРУМЕНТІВ.....	97
ВИПРОБУВАННЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНІВ ЯМЗ-238 НА КАВІТАЦІЙНІ РУЙНУВАННЯ.....	100

ЛАБОРАТОРНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА.....	105
ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ.....	107
МЕХАТРОННІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ГЕОТЕХНІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ.....	111
МЕТОДИ НАПІВСУХОГО ФОРМУВАННЯ ЦЕГЛИ.....	112
БЕЗОПАЛУБНЕ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОНИХ ВИРОБІВ.....	113
МЕТАЛО-ФІЗИЧНІ АСПЕКТИ ПОКРАЩЕННЯ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ТИТАНОВОГО СПЛАВУ ВТ 22 ЗА РАХУНОК УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ.....	114
ПРО ФІЗИЧНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ ЗА РАХУНОК ПОПЕРЕДНЬОГО УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ...	115
РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСВІД ЗАСТОСУВАННЯ ПІДСИЛЮВАЧА СИГНАЛУ ТЕНЗОРЕЗИСТИВНОГО ДАТЧИКА ТИСКУ ГАЗІВ В ЦИЛІНДРІ ДВЗ.....	116
ХАРАКТЕРНІ ДЕФЕКТИ БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ ТА ПРИЧИНИ ЇХ ВИНИКНЕННЯ.....	118
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВИМІРЮВАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ТА ПРИСТОСУВАНЬ ПРИ РЕМОНТІ ДВИГУНІВ...	120

УДК 631.358:62

ВИПРОБУВАННЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНІВ ЯМЗ-238 НА КАВІТАЦІЙНІ РУЙНУВАННЯ

Солодовнік О.В., Ференсов В.Е., студ., Сиволапов В.А., ст. викл.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Кавітаційні руйнування блоків і гільз циліндрів настають після значного терміну служби дизельних двигунів. В експлуатації руйнування відзначаються після наробітку 2000 мото-годин. При моторних випробуваннях кавітаційні явища протікають кілька інтенсивніше і

руйнування виникають в деяких випадках вже після 1000 год роботи через застосування проточної води для охолодження двигунів.

Розробниками систематично ведуться роботи по підвищенню кавітаційної стійкості блоків і гільз. З цією метою проводяться випробування для оцінки ефективності різних конструктивних і технологічних змін. Оскільки явища кавітації розвиваються дуже повільно, то для оцінки кожного варіанту в разі проведення звичайних стендових або експлуатаційних випробувань необхідно 2..3 роки. Щоб скоротити терміни, необхідні для оцінки, був проведений комплекс робіт для розробки методу форсованих випробувань. Оскільки багатьма дослідниками було встановлено, що головним джерелом кавітації в двигунах є вібрація стінок гільз, що виникає при «перекладанні» поршня близько в.м.т. в основу методу було покладено збільшення вібрації гільз, інтенсивність якої визначається прискоренням і амплітудою коливань їх стінок. Прискорення стінки гільзи

$$a = A(2\pi f_{вк})^2, \quad (1)$$

де A - амплітуда коливань гільзи;

$f_{вк}$ - частота вільних коливань гільзи.

Частота вільних коливань гільз залежить від їх розмірів і фізичних властивостей матеріалу.

На амплітуду коливань впливають: величина максимальної бічної сили і період її зміни, жорсткість гільзи і всього блоку двигуна, а також жорсткість сполучення гільзи з блоком.

Величина бічної сили визначається максимальним тиском циклу і протіканням процесу розширення, площею поршня і ставленням радіуса кривошипа колінчастого вала до довжини шатуна.

У зв'язку з «перекладанням» поршня в процесі роботи двигуна певне значення при порушенні коливань гільзи має характер її контакту з поршнем, обумовлений величиною зазору в сполученні поршень-гільза. Розглянемо фактори, що впливають на прискорення a . Зміна конструктивних розмірів гільзи і фізичних властивостей її матеріалу для штучного збільшення прискорення коливань є неприйнятним, тому що при цьому докорінно повинна бути змінена конструкція досліджуваного дизеля. Результати таких випробувань не можна перенести на базовий дизель. Отже, не можна змінювати жорсткість гільзи і блоку і їх посадки з метою збільшення амплітуди коливань. З тих же причин неможливо змінювати площа поршня, а також ставлення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Максимальні значення [бічної сили або її імпульсу можна змінювати тільки зменшуючи або збільшуючи середнє ефективне тиск або зазор в сполученні поршень-гільза. Можливості підвищення середнього ефективного тиску обмежені і для значного збільшення бічної сили, а отже, і для форсування розвитку кавітації не можуть бути реалізовані. Вплив зазору в сполученні поршень-гільза на прискорення визначали при роботі дизеля на стенді. Вимірювання вібрацій проводилося п'єзоелектричним датчиком прискорення в комплекті з попереднім підсилювачем або катодним повторювачем і аналізатором. Датчики за допомогою перехідників були пов'язані з гільзою (рис. 1). Вплив перехідників і ущільнювачів на роботу датчиків незначно. Датчики були закріплені в двох точках гільзи на навантаженої стороні. Послідовно в гільзу встановлювалися поршні з зазором 0,12; 0,19; 0,285 і 0,7 мм і записувалися графіки вібрацій у всьому діапазоні робочих частот обертання при прокручуванні вала двигуна балансірної машиною, на холостому ходу і при роботі по швидкісній характеристиці. При аналізі результатів досліджень було відзначено, що найбільші вібрації виникають в нижній частині гільзи при роботі двигуна на холостому ходу. Зі збільшенням зазору в парі поршень-гільза інтенсивність вібрацій зростає на всіх режимах.

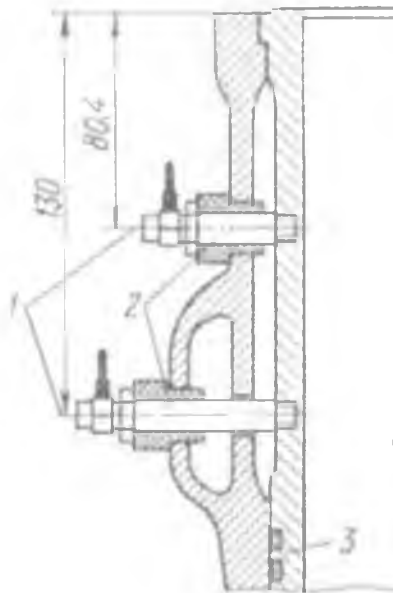


Рис. 1. Схема установки вібрдатчиків на гільзі циліндра: 1 вібрдатчик; 2 болт-перехідник; 3 - гільза циліндра

На рис. 2 приведена залежність інтенсивності вібрацій p від зазору A поршень-гільза при різній частоті обертання колінчастого вала на холостому ходу. Як впливає з графіка, інтенсивність вібрацій в досліджуваному

діапазоні зазорів пари поршень-гільза змінюється в дуже широких межах: зростають в 10 разів при збільшенні зазору від 0,12 до 0,7 мм.

Щоб вибрати режим форсованих випробувань і зазорів в парі поршень-гільза, був проведений розрахунок очікуваної інтенсивності кавітаційного руйнування в залежності від вібраційного прискорення. Розрахунок проводився з використанням емпіричної залежності, отриманої в результаті досліджень серійних дизелів і зразків, що піддавалися кавітаційного руйнування на магнітострикційному вібраторі.

Відносна втрата маси

$$\bar{Y} = \frac{Y_x}{Y_0} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot \bar{t}^{1,45} \cdot \bar{a}^{\left[0,6 - \frac{10}{(\bar{a}-15)^2}\right]} \quad (2)$$

де Y_x - втрата маси гільзи за час її роботи в кг;

Y_0 - втрата маси гільзи, прийнята за нульовою поріг, в кг;

\bar{t} - безрозмірний коефіцієнт, що характеризує час роботи гільзи;

$\bar{t} = t_x / t_0$ - час роботи гільзи; t_0 - час роботи гільзи, прийнятий за нульовий поріг, при якому починається кавітація; $t_0 = 1$ год);

\bar{a} - відносне прискорення; $\bar{a} = a/g$ (g - прискорення вільного падіння).

Аналізуючи залежність, отриману в результаті розрахунку (рис. 30), можна відзначити, що розрахункова інтенсивність кавітації руйнування прямо пропорційна прискоренню. При зміні прискорення в межах, виміряних на двигуні, інтенсивність руйнування може підвищитися в 8-10 разів.

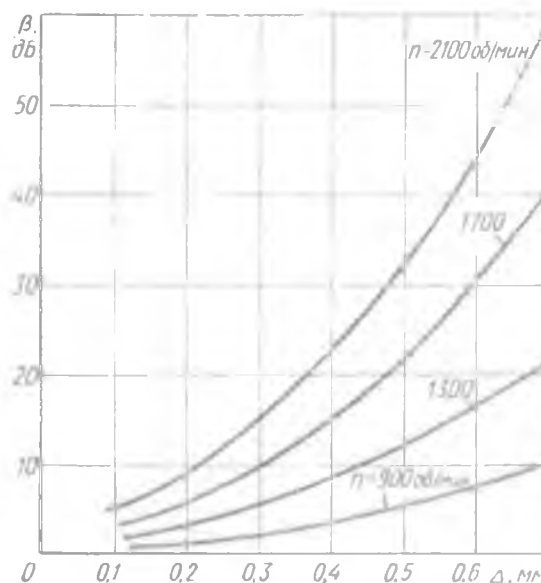


Рис. 2. Залежність інтенсивності вібрацій β гільзи від зазору в парі поршень

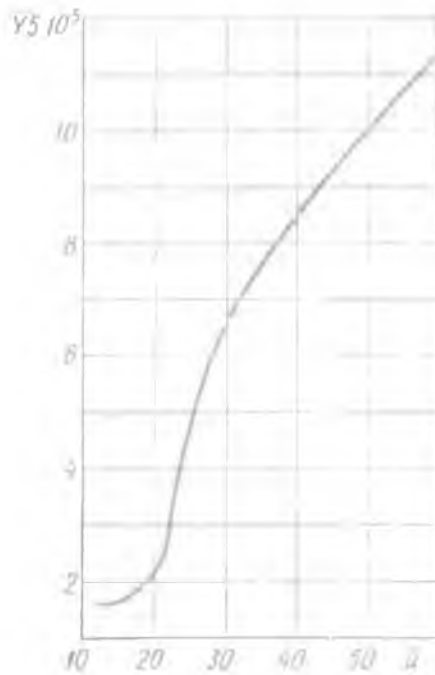


Рис. 3. Залежність кавітаційного руйнування від відносного прискорення гільзи циліндра

З зіставлення графіків на рис. 2 і 3 випливає, що форсовані випробування доцільно вести при швидкісному режимі, близькому до номінального при зазорі в парі поршень-гільза 0,6...0,7 мм. На інтенсивність кавітаційних руйнувань може впливати також температура охолоджуючої води і її корозійні властивості. Максимальна інтенсивність кавітаційних руйнувань відзначається при температурі води 55° С. З огляду на це все форсовані випробування даної групи проводилися при температурі води 50...55° С. Для оцінки впливу корозійних властивостей води при випробуванні в якості охолоджуючої рідини використовували 3% -ний розчин №С1 в воді. В даному випадку інтенсивність кавітаційних явищ не збільшилася в порівнянні з результатами випробувань при застосуванні звичайної води. Не було помічено посилення інтенсивності кавітації і під час випробувань на магнітострікторе при використанні різних водних розчинів. В кінцевому підсумку був розроблений наступний метод форсованих випробувань:

- складання двигуна з зазором в сполученні поршень-гільза 0,7 мм;
- випробування на режимі холостого ходу при $n = 2100$ об/хв при температурі охолоджуючої рідини 50...55 ° С протягом 150 годин.

При випробуваннях даної тривалості виникають кавітаційні руйнування гільз і блоків циліндрів, аналогічні таким на дизелях в експлуатації через 6...8

тис.год. роботи). Отже, коефіцієнт еквівалентності K_e форсованих випробувань досягає 40.