

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції з'єднувальної муфти для
стаціонарного газового двигуна потужністю 540 кВт
Двигун - прототип 6ЧН 26/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Бороданенко О.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

| | |
|--|------------|
| ВСТУП | стор. 6 |
| РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 6ЧН26/34 | 7 |
| РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА | |
| 2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна..... | 14 |
| 2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна..... | 18 |
| 2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна..... | 21 |
| 2.4 Розрахунок теплового балансу..... | 36 |
| 2.5 Динамічний розрахунок..... | 41 |
| РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ ТА ПРИСТОСУВАННЯ ДЛЯ ЦЕНТРУВАННЯ ДВИГУНА З ГЕНЕРАТОРОМ | |
| 3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт..... | 45 |
| 3.2 Опис конструкції муфти двигуна-прототипу..... | 52 |
| 3.3 Обґрунтування застосування відцентрових з'єднувальних муфт..... | 53 |
| 3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти..... | 55 |
| 3.5 Опис конструкції пристосування для двигуна з генератором..... | 56 |
| 3.6 Розрахунок параметрів з'єднувальної відцентрової муфти..... | 58 |
| 3.7. Розрахунок на міцність деталей муфти з'єднувальної..... | 62 |
| РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА | |
| 4.1 Охорона праці..... | 65 |
| 4.2 Захист навколишнього середовища..... | 71 |
| ВИСНОВКИ | 75 |

| | | | | | | | | |
|-----------|-------|--------------|--------|------|-------------------------------|--------|------|--------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | | | |
| Зм. | Арк.. | № документа | Підпис | Дата | | | | |
| Розробив | | Бороданенко. | | | Пояснювальна записка | Літера | Лист | Листів |
| Перевірив | | Грабовенко | | | | н | 3 | 79 |
| Н. контр | | Грабовенко | | | 54-ЕМ-19з | | | |
| Затвердив | | Нестеренко | | | | | | |

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....77

ДОДАТКИ

Додаток 1 Газовий двигун-генератор ДвГА - 510 (габаритне креслення), А1... 79

Додаток 2 Двигун газовий 6ГЧН 26/34 (Поперечний розріз), СК, А1..... 80

Додаток 3 Муфта з'єднувальна, СК, А1..... 81

Додаток 4 Деталі муфти з'єднувальної, РК, А1 82

Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1.....83

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 4 |

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згорання у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згорання - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції, мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 5 |

10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

12. Технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електрогенератора змінного струму і встановлений в приміщенні стаціонарної електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної роботи двигуна-генератора ДвГА-510 поміж газовим двигуном 6ГЧН26/34 та електрогенератором ГМС-500 встановлена відцентрова з'єднувальна муфта, яка дозволить покращити процес запуску двигуна, особливо при низькій температурі навколишнього середовища в машинній залі електростанції. Запропонована конструкція з'єднувальної муфти виконана у вигляді відцентрової муфти, що забезпечує роботу двигуна без з'єднання з електрогенератором до частоти обертання колінчастого валу $n = 400 \text{ хв}^{-1}$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 6 |

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34

Двигун 6ЧН26/34 входить в склад дизель-генератор ДГ2А800/750, який призначений для використання на стаціонарних електростанціях та суднах необмеженого району плавання в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою чи з промисловою мережею.

Дизель-генератор складається з дизеля 6ЧН26/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СБГ-800-750 ОМ4, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції. В рамі передбачена масляна ванна для зборки мастила.

Номинальна потужність дизель-генератора 800 кВт, номінальна частота обертання 750 хв^{-1} , питома витрата палива $245 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$.

Дизель 6ЧН 26/34 повністю закапотований. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є рідке паливо нафтового походження - легке дизельне пальне з кінематичною густиною при 20°C $3,5 \text{ Сст}$.

Опис головних складових частин двигуна.

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні, масляний, паливопідкачний. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований електронний цифровий регулятор частоти обертання, щит приладів.

Тракти впускного і випускного колекторів розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує обслуговування, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку дизеля використана як наддувочний ресивер.

Дизель повністю закапотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 7 |

Паливні насоси високого тиску встановлені на верхній площині блоку. Демонтаж розподільного валу передбачений на сторону, без розбирання інших вузлів.

У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Для дизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою охолодження. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень – складеної конструкції, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня – чавунний.

Блок-картер. Блок-картер – коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картеру кріпиться корпус приводу. Блок-картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується.

Усередині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінчастого валу до розподільного валу. Закриття і ущільнення служать для запобігання витокам масла по колінчастому валу з блок – картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок-картеру кріпиться кожух передній, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навісять на газодизель. У верхній частині блок-картер розміщені втулки циліндрів. У просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча вода. У верхню полицю блок-картера укрупнені шпильки кріплення кришок циліндрів. Порожнина розподільного валу закрита закриттям розподільного валу. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу. Кришки закривають технологічні порожнини. Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелей семи опорних підшипників і одного бугеля наполегливого підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 8 |

картера. Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера з обох боків передбачені люки, закриті щитами картера. На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для оберігання газодизеля від руйнування при вибуху масляної пари в картері. Нагнітальна повітряна порожнина утворена стінками блок-картера. Перехідник служить для підведення повітря з повітряної порожнини в кришку циліндра.

Рама дизель-генератора – зварної конструкції, призначена для монтажу на ній дизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів. У нижній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці. Для забору масла з ванни є труба з фланцем з огорожним фільтром і фланець для забору масла електронасосним агрегатом. Щуп служить для визначення рівня масла в масляній ванні. Люки, що закриваються кришкою служать для очищення масляної ванни від відкладень. Отвори, що є на рамі, з боку основного відбору потужності призначені для установки кронштейна для знімання статора генератора. Регулювальними гвинтами і проставочними шайбами усувається зазор між рамою і сталеву смугою кріплення.

Корінний підшипник складається з двох сталеалюмінієвих вкладишів, що укладаються в ліжку, утворюване блок-картером і бугелем. Від осьового зсуву і провертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

Підведення масла здійснюється від розподільної труби по каналах в блок-картері. Масло по сегментній виточці в блок-картері потрапляє через отвори безпосередньо до корінної шийки колінчастого валу, потім по каналах колінчастого валу до шатунного підшипника і далі по шатуну до головного підшипника і на охолодження головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до ліжок в обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

Втулка циліндру складеної конструкції складається з гільзи і сорочки охолодження. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 9 |

організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картеру чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід на сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза у верхній частині має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана такої, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою і сорочкою поставлені кільця ущільнювачів, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлене кільце ущільнювача. Кільце перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку. У нижній частині втулки є дві прорізки, в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування.

Кришка циліндра – чотирьох клапанна з виводом газових каналів на одну сторону, центрально розташованою форсункою. Однойменні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 10 |

Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи високого тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів. Поверхня кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

Колінчастий вал – сталевий цільнокований, має вісім корінних і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного так, що перший і шостий, другий і п'ятий, третій і четвертий попарно мають однаковий напрям.

Всі шийки валу – порожнисті. Масло з канавок корінних підшипників поступає до шатунним підшипників по каналах, що сполучають корінні шийки з шатунними, минувши внутрішні порожнини шийок. На передньому кінці колінчастого валу встановлений маховик переднього торця і шестерня приводу насосів, що навісять, а також вал ротора і ротор для забезпечення роботи тахометра. Шестерня – демпфіруюча, пружним елементом якої є шість пружин. На задньому кінці валу на фланець насаджена шестерня колінчастого валу, призначена для приводу розподільного валу. Шестерня кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою шпонки і притиску.

Шатун.

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стрижень шатуна має в центрі канал, а в нижній головці два канали, по яких масло з шатунного підшипника поступає в головній.

У розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло з каналу поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки до отворів в пальці і далі в поршень.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 11 |

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталеві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвору, через які масло поступає з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, в отвори головки шатуна і потім в канал. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-ма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами. Затягування гайок шатунних болтів виробляти рівномірно в два прийоми в перехресному порядку на 100° кожен після попереднього обжимання моментом 240 ± 10 Нм і стопорити дротом. Перед затягуванням змазати різьблення і площину зіткнення гайки з шатуном мастилом на основі дисульфиду молібдену.

На обох торцях шатунного болта є пази. Відстань між ними, заміряне з точністю до 0,01 мм і нанесене на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації газодизеля. Залишкове подовження болта не повинне перевищувати 0,60 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити.

Механізм газорозподілу.

Механізм газорозподілу призначений для управління впусканням свіжого заряду повітря в циліндри дизеля і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фаз. У механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід випускних і впускних клапанів, і привід паливних насосів.

Розподільний вал.

Розподільний вал – сталевий, цільний, змонтований на семи підшипниках, розташованих в ніші під горизонтальною полицею блок-картера.

На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві з цементованою робочою поверхнею, випускних газів кулаки впускних і паливні кулаки.

Від осьового зсуву всі кулаки стопоряться болтами. Кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності залежно від порядку

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 12 |

роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндра показані на діаграмі.

На конічний кінець валу на шпонці насаджена маточина, на якій кріпляться шестерні розподільного валу. Маточина кріпиться від осьового зсуву гайкою і фіксується в кожусі приводу двома наполегливими підшипниками.

Привід клапанів.

Привід впускних і випускних клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. Стакан штовхача встановлений в отвір горизонтальної полиці блок – картера на прокладці і кріпиться до нього шпильками з гайками. У стакані штовхача рухається штовхач з віссю, на якій обертається ролик з плаваючою бронзовою втулкою. У штовхачі є цементована сферична поверхня, на яку опирається нижній кінець штанги. Верхній кінець штанги упирається в регулювальний гвинт коромисла, яким регулюється тепловий зазор приводу клапанів.

Штанга вставлена в кожух, який ущільнений гумовими кільцями і притискним фланцем. При роботі дизеля ролик штовхача, під дією робочого профілю кулачкових шайб разом з штовхачем скоює поворотно-поступальну ходу. Штовхач, у свою чергу, впливає на штангу і через регулювальний гвинт – на коромисло. Коромисло повертається навколо осі і через траверсу відкриває випускні (впускні) клапани. Закриття клапанів і поворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружин.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 13 |

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Поршневий двигун входить як складовий елемент в транспортні або енергетичні установки. Підвищення продуктивності праці пов'язано із зростанням енергоозброєності засобів виробництва, тому розвиток двигунобудування визначається ростом потужності установок різного призначення. Наприклад, зростають потужності установок і швидкості пасажирських суден. Швидкість суден на підводних крилах складає на сьогодні 50-70 км/год, створюються судна на швидкості 80-100 км/год; кількість пасажирів складає 50,70,120,150 людей і продовжує зростати що потребує збільшення потужності двигунів в 1,5-2,5 рази. Збільшується вантажопідємність автомобілів, особливо кар'єрних самоскидів.

Статистичний аналіз показує, що для значної більшості споживачів двигунів того або іншого призначення гранична потужність установки зростала на 60-100% за десятиріччя. Тому основною вимогою споживача до двигуна є безперервне збільшення потужності. Разом з тим необхідно відмітити природне бажання проектанта виробу кінцевого призначення відвести під двигун і системи, що його обслуговують (охолодження, змащування, паливоподачі та інші), по можливості менше місця, обмежити масу агрегатів. Відси виникають вимоги до масо габаритних показників двигуна. Вони різні для різних споживачів.

Енергетична установка займає частину корисного об'єму транспортного засобу (судна, автомобіля, тепловозу) або потребує для свого розміщення спеціальних споруд: газоперекачувальних станцій, електростанцій віддалених селищ, резервних електростанцій. Чим легший та компактніший двигун, тим менше доля маси та об'єму, що приходить на двигун в кінцевому виробу, проте із цього не слідує, що всюди доцільно застосовувати тільки легкі

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 14 |

компактні двигуни.

В техніці нічого не дається даром, за зменшення габаритів та маси приходиться платити зменшенням ресурсу та надійності, а інколи погіршенням економічності та ростом вартості. Внаслідок цього параметри двигуна, що визначають його габарити і масу, повинні бути погоджені з ресурсом, надійністю, вартістю та знайдений той оптимальний варіант двигуна, який більше всього задовольняє вимогам даної установки.

2) Основні параметри двигуна, що визначають його масово-габаритні показники.

Зменшення габаритів і маси двигунів досягається при їх форсуванню по частоті обертання колінчастого валу n , тиску наддуву p_k і підвищенню ефективності використання повітря α . Проте збільшення n , p_k та зниження коефіцієнта надлишку повітря α не завжди допустимі. Суттєву роль при визначенні цих параметрів відіграє їх взаємозв'язок із вартістю експлуатації-економічністю, трудомісткістю обслуговування, амортизаційних відрахувань. Споживачеві потрібен двигун, що має малу масу, займає мало місця, економічний по витратам масла та палива, не потребує обслуговування та видає енергію визначених параметрів (наприклад, з високою стабільністю частоти обертання генераторів струму, високим запасом крутного моменту двигуна, низькою частотою обертання холостого ходу суднового двигуна або двигуна маневрового тепловоза). Такі параметри, як стабільність струму та запас крутного моменту, важко забезпечити при високому наддуву, тому приходиться обмежувати наддув двигунів для приводу дизель-генераторів, приймати додаткові заходи для покращення зовнішньої характеристики двигунів транспортних засобів.

Простота обслуговування пов'язана із зменшенням кількості деталей двигуна. Простими є мало циліндрові двигуни. З цієї точки зору оптимальним є одноциліндровий двигун. Проте потужність, яка може бути отримана в одному циліндрі, обмежена.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 15 |

Ця потужність тим менше, чим вище частота обертання, тому з ростом потужності зростає розмір та число циліндрів.

Крім того, мало циліндрові двигуни погано врівноважені. Тим не менше, число циліндрів повинно бути мінімально можливим для двигунів даного призначення. Найбільш часто застосоване число циліндрів наступне:

Для мотоцикла.....1

Для мотоцикла потужного.....до 6

Для легкового автомобіля.....4-8

Для вантажного автомобіля.....6-12

Для потужного суднового швидкохідного двигуна.....12; 16 і більше.

Маса двигуна звичайно складає 5-12% від маси виробу, а вся енергетична установка (двигун, обслуговуючі його системи, запас палива та масла) складає 10-40% від маси виробу. Таким чином, розпочинаючи з деякого значення, подальше зменшення маси двигуна уже не може дати відчутного зменшення маси виробу кінцевого призначення. Одним із визначальних факторів при виборі типу двигуна для установки є економічність. По-перше, паливо в ряді випадків складає відчутну долю маси транспортного засобу та потребує для свого перевезення збільшення габаритів останнього, а значить, і потужності двигуна. Крім того, вартість палива постійно підвищується. Це тенденція на найближчий час збережеться, а то й підсилиться. Тому заходи, що спрямовані на покращення економічності, будуть грати все більшу роль. Покращення економічності двигуна пов'язано з ростом тисків та температур циклу, що в свою чергу, приводить до зростання токсичності та шуму. Це ще одне із протиріч, з яким необхідно рахуватися при створенні двигуна.

3)Фактори, які враховуються при проектуванні двигуна.

В загальному випадку при проектуванні двигуна враховуються такі фактори:

1. Потужність повинна забезпечувати технічні параметри виробу, і в конструкцію має бути закладена можливість підвищення потужності.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 16 |

2. Частота обертання валу відбору потужності повинна такою, яку задає споживач (наприклад, 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500 хв⁻¹,

для генераторів змінного струму з частотою 50 Гц); для суднового двигуна вона повинна визначатися із умови досягнення високого значення пропульсивного ККД гвинта; для

автомобільного та тракторного двигуна – погоджуватися з параметрами трансмісії і таке інше.

Число циліндрів вибирається мінімальним для заданих ефективній потужності P_e та частоти обертання n при допустимому по параметрам виробленої енергії значень середнього ефективного тиску p_e . Слід відмітити, що p_e не являється параметром, який задається споживачем, значення p_e визначає проєктант двигуна.

4. Маса та габарити залежать від призначення двигуна; визначаються вони літровою масою, числом та розташуванням циліндрів.

5. Економічність по паливу та маслу.

При створенні двигуна необхідно прагнути до мінімальних витрат палива g_e і масла g_m . Проте можливості зниження g_e і g_m пов'язані із схемою, швидкохідністю, ступеню зношування та іншими параметрами двигуна. Необхідно враховувати їх вплив на параметри установки в цілому. Наприклад, при великому радіусі дії судна маса палива у багато разів перевищує масу двигуна, в цьому випадку економічність по паливу є визначальною; при малому радіусу дії визначальне значення має маса двигуна і можливо заради цього дещо погіршити його економічність. Для більшості установок характерна робота двигуна в широкому діапазоні P_e і n , тому двигун повинен оцінюватися не по g_e і g_m на номінальному режимі, а по середньому їх значенні на заданій сукупності режимів. Наприклад, для маневрового тепловоза, що працює більший проміжок часу на холостому ходу та малих навантаженнях, визначальним є забезпечення низьких частот обертання холостого ходу та високе значення механічного коефіцієнта корисної дії двигуна η_m , так як тільки

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 17 |

у цьому випадку можливо забезпечити малі g_e на низьких P_e та низьку витрату палива на холостому ході.

При оцінці вимог до перспективного двигуна і вибору значень визначальних параметрів необхідно враховувати розвиток діючих двигунів з врахуванням часу, необхідного для створення нового двигуна (звичайно 8-10 років), і терміну його служби не менше 15-25 років.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 26/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна - прототипа 6ЧН26/34

| Найменування параметра | Од. виміру | Величина |
|------------------------------------|-------------------|----------|
| Частота обертання колінчатого валу | хв. ⁻¹ | 750 |
| Середній ефективний тиск | КПа | 1050 |
| Номінальна ефективна потужність | кВт | 840 |
| Ресурс до першої переборки | год | 8000 |
| Ресурс до капітального ремонту | год | 60000 |
| Питома витрата дизельного палива | кг/кВтгод | 0,210 |
| Питома витрата мастила | г/(кВтгод) | 1,0 |

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 18 |

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згорання.

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор.56 . Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 19 |

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2] стор.41.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна розраховується по емпіричній формулі і залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

Температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3] стор.125.

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згорання $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3] стор.107

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 20 |

1.1 Умова завдання:

| | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| Ефективна потужність | $P_e = 540 \text{ кВт}$ |
| Частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| Діаметр циліндра | $D = 260 \text{ мм}$ |
| Хід поршня | $S = 340 \text{ мм}$ |
| Ступінь стиску | $\varepsilon = 10,5$ |
| Коефіцієнт надлишку повітря | $\alpha = 1,71$ |
| Число циліндрів | $i = 6$ |
| Коефіцієнт тактності | $z = 4$ |

Вихідні дані теплового розрахунку:

| | |
|--|---------------------------|
| Тиск наддуву | $P_b = 195 \text{ кПа}$ |
| Тиск навколишнього середовища | $P_a = 100 \text{ кПа}$ |
| Температура навколишнього середовища | $T_a = 293 \text{ К}$ |
| Показник політропи стиску для відцентрового компресора | $n_k = 1,6$ |
| Підігрів свіжого заряду | $\Delta T = 10 \text{ К}$ |
| Тиск залишкових газів | $P_r = 180 \text{ кПа}$ |
| Температура залишкових газів | $T_r = 750 \text{ К}$ |
| Ступінь підвищення тиску | $\lambda = 2,15$ |

Середнє значення показника політропи:

стиску $n_1 = 1,37$

розширення $n_2 = 1,25$

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» $\xi_z = 0,82$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0,95$

Нижча теплота згоряння газу $Q_H = 32500 \text{ кДж/м}^3$

Природний газ

| Склад | в % | В об'ємних долях |
|---------------------|-----|------------------|
| Метан CH_4 | 95 | 0,95 |

| | | | |
|---------------|--------------|---|------|
| Етан | $C_2H_6=$ | 2 | 0,02 |
| Пропан | $C_3H_8=$ | 2 | 0,02 |
| Бутан | $C_4H_{10}=$ | 1 | 0,01 |
| Пентан | $C_5H_{12}=$ | 0 | 0 |
| Вуглекислота | $CO_2=$ | 0 | 0 |
| Оксид вуглецю | $CO=$ | 0 | 0 |
| Азот | $N_2=$ | 0 | 0 |
| Кисень | $O_2=$ | 0 | 0 |
| Водень | $H_2=$ | 0 | 0 |

1.3 Параметри робочого тіла

1.3.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/ кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль/ кмоль}$$

1.3.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,71 \cdot 10,17 = 18,39 \text{ кмоль/ кмоль}$$

1.3.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

1.3.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5m C_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0,01) = 2,09 \text{ кмоль}$$

1.3.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,71 - 1) \cdot 10,17 = 1,5159 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,71 \cdot 10,17 + 0 = 13,734 \text{ кмоль}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |

1.3.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,5159 + 13,734 = 18,430 \text{ кмоль}$$

1.3.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,430 - 18,39 = 0,045 \text{ кмоль}$$

1.3.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,430}{118,39} = 1,0024$$

1.4 Параметри процесу наповнення

1.4.1 Температура після нагнітача

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{195}{100} \right)^{0,375} = 376,4 \text{ K}$$

1.4.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (30 - 80^0) = 376,4 - 60 = 316,4 \text{ K}$$

1.4.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{316,4 + 1,71 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,71 \cdot 10,17} = 319,8 \text{ K}$$

де $T_2 = 310 \text{ K}$ – температура поступаючого газу

1.4.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{319,8 + 10}{310} \cdot \frac{180}{10,5 \cdot 185,3 - 180} = 0,045$$

γ_r для газових двигунів (0,04 - 0,12)

$$P_d = 0,95 \times P_6 = 0,95 \cdot 195 = 185,3 \text{ кПа}$$

1.4.5 Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{185,3}{195} \cdot \frac{319,8}{319,8 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

Φ_c для газових двигунів (0,85 - 0,95)

1.4.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,8 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 347,8 \text{ K}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 23 |

T_d для газових двигунів (310 - 360 К)

1.5 Параметри процесу стиску

1.5.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{\eta_1} = 185,3 \cdot 10,5^{1,37} = 4642,9 \text{ кПа}$$

P_c для газових двигунів (1200 - 4000)кПа

1.5.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{\eta_1 - 1} = 347,8 \cdot 10,5^{1,37 - 1} = 830,3 \text{ К}$$

T_c для газових двигунів (650 - 850)К

1.6 Параметри процесу згоряння

1.6.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0024 + 0,045}{1 + 0,045} = 1,0023$$

β для газових двигунів (0,98 – 1,003)

1.6.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCv_m t_z - (mCv_{m_{cm}}) \cdot t_c$$

1.6.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,09}{18,430} = 0,0591$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{18,430} = 0,1134$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,5159}{18,430} = 0,0822$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{13,734}{18,430} = 0,7452$$

1.6.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

$$mCv_{m_{\zeta}} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 24 |

$$\text{для CO}_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для H}_2\text{O: } mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$mCv_{me} = 0,0822 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7452 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + 0,1134 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0591 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,35 + 602,71 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.6.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

1.6.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,01 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 1 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,99 + 5501,79 \cdot 10^{-5} T_c = 51,478 \text{ кДж/(кг К)}$$

1.6.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{nos} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mz} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{20,8 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,71 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,71 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,0338 \cdot (1 + 1,71 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 501,88 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| | | | | | | 25 |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mC_{vm_{cm}} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 20,08 + \frac{501,88}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC_{vm_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 250,94 \cdot 10^{-5} T_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mC_{p_z} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC_{vm_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,156 + 535,193 \cdot 10^{-5} T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{p_m z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,156 + \frac{267,596}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.6.8 Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{0,8 \cdot 22,4 \cdot 34860}{(1 + 0,026) \cdot (1 + 1,2 \cdot 9,924)} = 1,0038(29,57 + 290,51 \cdot 10^{-5} T_z) T_z - (20,136 + 300 \cdot 10^{-5} T_z + 8,314 \cdot 2,54) \cdot 915$$

1.6.9 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 0$$

де приведені коефіцієнти:

$$A = 268,223$$

$$B = 29,225$$

$$C = 52791,02 \quad 81263,2$$

$$\text{Звідки: } T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-267,596 + \sqrt{29,686^2 + 4 \cdot 29,156 \cdot 10^{-5} \cdot 84764}}{2 \cdot 291,6 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1850,9 \text{ К}$$

T_z для газових двигунів (1800 - 2500)К

1.6.10 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 100 \cdot 1850,9 / 830,3 = 10374,5 \text{ кПа}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 26 |

P_{\max} для газових двигунів (2500 - 12000)кПа

1.6.11 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{10374,5}{6044} = 2,23$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,23 - 2,55|}{2,23} 100\% = 3,93\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

1.6.12 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0023 \cdot 1850,9}{2,23 \cdot 830,3} = 1$$

1.7 Параметри процесу розширення

1.7.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

1.7.2 Тиск в кінці розширення

$$P_6 = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10374,5}{10,5^{1,25}} = 548,9 \text{кПа}$$

1.7.3 Температура в кінці розширення

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1850,9}{10,5^{1,25-1}} = 1028,2 \text{K}$$

1.7.4 Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_6}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_6} \right] = \frac{1028,2}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{180}{548,9} \right] = 818,7 \text{K}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ – емпіричні коефіцієнти.

1.7.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt{\frac{P_6}{P_r}}} = \frac{1028,2}{\sqrt{\frac{548,9}{180}}} = 709,1 \text{K}$$

T_r для газових двигунів (650 - 1000)К

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 27 |

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|709,1 - 750|}{709,1} \times 100\% = 5,46\%$$

1.8 Індикаторні показники робочого циклу

1.8.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,95 \cdot 4642,9}{10,5 - 1} \cdot \left[2,23 \cdot (1 - 1) + \frac{2,23 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37 - 1}} \right) \right] = 1115,36 \text{ кПа}$$

P'_{mi} для газових двигунів (600 – 1500)кПа

Індикаторний ККД

1.8.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,71 \cdot 10,17) 319,8 \cdot 1115,36}{32500 \cdot 185,3 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,44$$

η_i для газових двигунів (0,28 – 0,42)

1.8.3 Індикаторна витрата газу

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{32500 \cdot 0,44} = 0,25 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9 Ефективні показники робочого циклу

1.9.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{п.ср} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 186 \text{ кПа}$$

1.9.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{п.р.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.9.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1115,36 - 117,8 = 997,59 \text{ кПа}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 28 |

P_{me} для газових двигунів (500 - 1250)кПа

1.9.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{997,59}{1115,36} = 0,89$$

η_M для газових двигунів (0,75 – 0,85)

1.9.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,44 \cdot 0,89 = 0,391$$

η_e для газових вигунів (0,23 – 0,37)

1.9.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,25}{0,89} = 0,28 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,28 \cdot 540 = 152,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.10 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{540 \cdot 10^3}{997,59 \cdot 600} = 108,26 \text{ л}$$

1.10.1 Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108,26}{6} = 18,04 \text{ л}$$

1.10.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 18,04}{3,14 \times 1,31}} = 260 \text{ мм}$$

1.10.4 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп}}{D_{пп}} = \frac{0,34}{0,26} = 1,3$$

1.10.5 Хід поршня $S = m \times D = 1,3 \cdot 260 = 340 \text{ мм}$

1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 29 |

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.11.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 260^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 108,25 \text{ л}$$

1.11.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108,25}{6} = 18,04 \text{ л}$$

1.11.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{997,59 \cdot 108,25 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 540 \text{ кВт}$$

1.11.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{540,0 - 540}{540} \cdot 100\% = 0,01\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{540 + 540}{2} = 540 \text{ кВт}$$

1.11.5 Так як значення $\Delta P_e < 5\%$ розрахунок виконаний вірно

2.3.1 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

| Найменування параметру | Позначення | Розмірність | Величина |
|-----------------------------------|------------|-------------|----------|
| 1.Середній індикаторний тиск | p_{mi} | МПа | 1, 115 |
| 2.Тиск в кінці стиску | p_c | МПа | 4,64 |
| 3.Показник політропи стиску | n_1 | - | 1,37 |
| 4.Ступінь стиску | ϵ | - | 10,5 |
| 5.Максимальний тиск згоряння | p_{max} | МПа | 10,37 |
| 6.Показник політропи розширення | n_2 | - | 1,25 |
| 7.Ступінь попереднього розширення | ρ | - | 1 |
| 8.Масштаб вісі тиску | m_p | МПа/мм | 0,05 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{\text{роз}} = P_{\text{max}} \rho^{n^2} / (V/V_c)^{n^2} = P_{\text{max}} / (V/V_c)^{n^2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

| V/V _c | P _{ст} , МПа | P _{ст} , мм | P _{роз} , МПа | P _{роз} , мм |
|------------------|-----------------------|----------------------|------------------------|-----------------------|
| 1 | 4,64 | 92,8 | 10,37 | 217,4 |
| 1,25 | 3,506 | 70,1 | 8,285 | 165,7 |
| 1,75 | 2,211 | 44,2 | 5,44 | 108,8 |
| 2,0 | 1,842 | 36,8 | 4,604 | 92,1 |
| 2,5 | 1,357 | 27,1 | 3,483 | 69,7 |
| 3,0 | 1,057 | 21,1 | 2,773 | 55,5 |
| 4,0 | 0,712 | 14,2 | 1,936 | 38,7 |
| 5,5 | 0,461 | 10,2 | 1,3 | 26,0 |
| 7,0 | 0,331 | 6,6 | 0,962 | 19,2 |
| 9,2 | 0,254 | 5,1 | 0,754 | 15,1 |
| 9,5 | 0,218 | 4,4 | 0,657 | 13,1 |
| 10,5 | 0,2 | 4,0 | 0,579 | 11,6 |

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН26/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:
 c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

b- точка початку відкриття випускного клапана.

r'- точка початку відкриття впускного клапану.

r''- точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c''- точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,180$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,64$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{max} = 10,37$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

| φ ,ПКВ | Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ | Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$ | Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$,мм |
|----------------|---|---|---|
| c, до ВМТ | 30 | 0,1647 | 19,6 |
| f, до ВМТ | 20 | 0,073 | 8,6 |
| b, після ВМТ | 130 | 1,897 | 225,2 |
| r', до ВМТ | 20 | 0,073 | 8,6 |
| r'', після ВМТ | 30 | 0,1647 | 19,6 |
| d, до ВМТ | 150 | 1,8968 | 225,2 |

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,180/0,05 = 3,60$ мм

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 32 |

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,24,64 = 5,57$ МПа;

$$p_c'/m_p = 5,57/0,05 = 111,4 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,8510,37 = 9,20$ МПа

$$p_{zd}/m_p = 9,20/0,05 = 184 \text{ мм.}$$

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_1/2 = 1700,246/2 = 20,9$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5 графічної частини роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 33 |

2.3.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧН26/34

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроєктованого газового двигуна 6ГЧН26/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроєктованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧН26/34 та запроєктованого 6ГЧН26/34

| Найменування параметра | Значення | |
|---|--------------------------------|---------------|
| | 6ГЧН26/34 (двигун-прототип) | 6ГЧН26/34 |
| Тип двигуна | 6ГЧН26/34 (двигун-прототип) | 6ГЧН26/34 |
| Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт | 840 | 540 |
| Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹ | 750 | 600 |
| Ступінь стиску, ϵ | 13,0 | 10,5 |
| Коефіцієнт надлишку повітря, α | 2,08 | 1,7 |
| Тиск наддуву, p_r , МПа | 0,24 | 0,20 |
| Паливо, що споживається для роботи двигуна | Дизельне пальне | Природний газ |
| Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³ | - | 32500 |
| Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг | 42650 | |
| Максимальна температура циклу, T_z , К | 1916 | 1851 |
| Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа | 12,6 | 10,37 |
| Середній індикаторний тиск, p_i , МПа | 1,454 | 1,115 |
| Індикаторний ККД циклу, η_i | 0,45 | 0,43 |
| Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод) | - | 0,25 |
| Питома індикаторна витрата палива, g_i , кг/(кВтгод) | 0,186 | - |
| Механічний ККД двигуна, η_m | 0,89 | 0,85 |
| Ефективний ККД циклу, η_e | 0,39 | 0,38 |
| Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа | 1,24 | 1,08 |
| Питома витрата палива, g_e , кг/кВтгод | 0,210 | - |
| Питома витрата палива, b_e , м ³ /кВтгод | - | 0,28 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 34 |

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу двигуна – прототипу та запроектованого двигуна 6ГЧН26/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що потужність газового двигуна 6ГЧН26/34 $P = 540$ кВт набагато менше за потужність дизельного двигуна $P = 840$ кВт. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у дизельного двигуна (p_{\max} і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата тепла палива $Q_e = 8950$ кДж/кВтгод нижча ніж у газового двигуна $Q_e = 9100$ кДж/кВтгод.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

| | |
|---|-----------------------------------|
| Ефективна потужність | $P_e = 540,0$ кВт |
| Частота обертання колін валу | $n = 600$ хв ⁻¹ |
| Діаметр циліндру | $d = 250$ мм |
| Хід поршня | $S = 340$ мм |
| Число циліндрів | $i = 6$ |
| Коефіцієнт тактності | $z = 4$ |
| Нижча теплота згорання газу | $Q_H = 32500$ кДж/м ³ |
| Годинна витрата газу | $V_r = 152,9$ м ³ /год |
| Індикаторний к.к.д. | $\eta_i = 0,44$ |
| Ефективний к.к.д. | $\eta_e = 0,39$ |
| Кількість свіжого заряду | $M_1 = 18,385$ кмоль/кг |
| Загальна кількість продуктів згорання | $M_r = 18,430$ кмоль/кг |
| Температура випускних газів | $T_{c.p.g.} = 818,7$ К |
| Температура на початку стиску | $T_d = 347,8$ К |
| Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі | $mC''_v = 25,49$ кДж/кмоль К |
| Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі | $mC'_v = 21,84$ кДж/кмоль К |
| Середній індикаторний тиск | $P_{mi} = 1115,36$ кПа |

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B^e \cdot Q_H^e / 3,6 = 70,7 \cdot 32500 / 3,6 = 1380,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 540,0 = 540 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 540,0 / 1380,6 \cdot 100 \% = 39,1 \%$$

Перевірка:

$$Q_e' = Q_n \cdot \eta_e = 1380,6 \cdot 0,39 = 540 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_e') / Q_e \cdot 100 \% = 540 - 540 / 540 \cdot 100 \% = -0,01 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{Г.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.р.} + W_{вип}) \cdot Q_n = (0,1 + 0,02) \cdot 1380,6 = 165,7 \text{ кВт}$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,02$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 37 |

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,24 \text{ кПа}$$

де $a = 0,088$ $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 600 / 30 = 6,8 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,24 = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня.

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 100,94 \cdot 0,0167 \cdot 600 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

де V_s - Робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 340^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 1000 \cdot 50,5 = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 165,7 + 50,5 = 216,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_e} = \frac{216,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0077 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{мв}}=4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0077 \cdot 98 / 0,65 = 1,17 \text{ кВт.}$$

$\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,6 - 0,7$ - ККД водяного насосу.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 38 |

Тоді $Q_{в.н.} = 1,17$ кВт

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_6 = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.} = 165,7 + 50,5 + 1,17 = 217,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_6 = Q_6 / Q_{П} \cdot 100 \% = 217,4 / 1380,6 \cdot 100 \% = 15,74 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{ср.г}} \cdot T_{ср.г} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{152,9}{3,6 \cdot 22,4} [12,95 \cdot 32,51 \cdot 911,6 - 18,385 \cdot 30,15 \cdot 347,8] = 564,6 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмольК}$$

$$mC_p' = 30,15 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100 \% = 564,6 / 1380,6 \cdot 100 \% = 40,89 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_6 = (165,7 + 91,1) - 217,4 = 39,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0,0660 \cdot 1380,6 = 91,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi}) \eta_i = (168,24 / 1347) \cdot 0,44 = 0,0660$$

доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta} = \frac{1,5 \cdot 39,4}{90 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - Коефіцієнт запасу

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

$\rho_m = 900$ кг/м³ щільність масла;

$C_{mm} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла.

$\Delta T_m = 10$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0039 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,96 \text{ кВт}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі;

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7$ механічний ККД масляного насосу.

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 1,96 = 2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 39,4 + 2 = 41,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 41,3 / 1380,6 \cdot 100 \% = 2,99 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{e'} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 1380,6 - (540 + 216,2 + 564,6 + 41,3) = 17,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 17,3 / 1380,6 \cdot 100 \% = 1,26 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.6

Таблиця 2.6

| Складові теплового балансу | Дж/сек | % |
|---|--------|------|
| теплота, еквівалентна ефективній роботі | 540,0 | 39,1 |
| теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною | 217,4 | 15,7 |
| теплота, яка виноситься випускними газами | 564,6 | 40,9 |
| теплота, яка відводиться маслом | 41,3 | 3,0 |
| невраховані теплові втрати | 17,3 | 1,3 |
| Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом | 1380,6 | 100 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 40 |

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{ц} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{ц}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 41 |

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН26/34 виконується в табличній формі

по таким вихідним даним:

- | | |
|---|--------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,26\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 207,4 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 10,37 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | |
| $m_s = 80,6 \text{ кг}$ | |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$ $= 3,14600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$ | |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені в Додатку 5 графічної частини бакалаврської роботи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 42 |

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку.

| φ ° | РЦ | Fr | Fi | Fd | FN | Fr | Fk | Fr | Fi | Fd | FN | Fr | Fk |
|-------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| ПКВ | мм | кН | кН | кН | кН | кН | кН | мм | мм | мм | мм | мм | мм |
| 0 | 4,0 | 9,81 | -67,29 | -57,48 | 0,00 | -57,48 | 0,00 | 4,0 | -27,4 | -23,4 | 0,0 | -23,4 | 0,0 |
| 15 | 4,0 | 9,81 | -63,67 | -53,86 | -3,44 | -51,13 | -17,26 | 4,0 | -26,0 | -22,0 | -1,4 | -20,8 | -7,0 |
| 30 | 4,0 | 9,81 | -53,41 | -43,60 | -5,40 | -35,06 | -26,48 | 4,0 | -21,8 | -17,8 | -2,2 | -14,3 | -10,8 |
| 45 | 4,0 | 9,81 | -38,19 | -28,37 | -5,01 | -16,52 | -23,61 | 4,0 | -15,6 | -11,6 | -2,0 | -6,7 | -9,6 |
| 60 | 4,0 | 9,81 | -20,36 | -10,55 | -2,30 | -3,28 | -10,28 | 4,0 | -8,3 | -4,3 | -0,9 | -1,3 | -4,2 |
| 75 | 4,0 | 9,81 | -2,47 | 7,34 | 1,80 | 0,17 | 7,55 | 4,0 | -1,0 | 3,0 | 0,7 | 0,1 | 3,1 |
| 90 | 4,0 | 9,81 | 13,29 | 23,10 | 5,86 | -5,86 | 23,10 | 4,0 | 5,4 | 9,4 | 2,4 | -2,4 | 9,4 |
| 105 | 4,0 | 9,81 | 25,48 | 35,30 | 8,63 | -17,48 | 31,86 | 4,0 | 10,4 | 14,4 | 3,5 | -7,1 | 13,0 |
| 120 | 4,0 | 9,81 | 33,65 | 43,46 | 9,48 | -29,94 | 32,90 | 4,0 | 13,7 | 17,7 | 3,9 | -12,2 | 13,4 |
| 135 | 4,0 | 9,81 | 38,19 | 48,00 | 8,48 | -39,94 | 27,95 | 4,0 | 15,6 | 19,6 | 3,5 | -16,3 | 11,4 |
| 150 | 4,0 | 9,81 | 40,13 | 49,94 | 6,19 | -46,34 | 19,61 | 4,0 | 16,4 | 20,4 | 2,5 | -18,9 | 8,0 |
| 165 | 4,0 | 9,81 | 40,66 | 50,47 | 3,22 | -49,59 | 9,95 | 4,0 | 16,6 | 20,6 | 1,3 | -20,2 | 4,1 |
| 180 | 4,0 | 9,81 | 40,72 | 50,53 | 0,00 | -50,53 | 0,00 | 4,0 | 16,6 | 20,6 | 0,0 | -20,6 | 0,0 |
| 195 | 4,0 | 9,81 | 40,66 | 50,47 | -3,22 | -49,59 | -9,95 | 4,0 | 16,6 | 20,6 | -1,3 | -20,2 | -4,1 |
| 210 | 4,1 | 10,06 | 40,13 | 50,18 | -6,22 | -46,57 | -19,71 | 4,1 | 16,4 | 20,5 | -2,5 | -19,0 | -8,0 |
| 225 | 4,5 | 11,04 | 38,19 | 49,23 | -8,70 | -40,96 | -28,66 | 4,5 | 15,6 | 20,1 | -3,5 | -16,7 | -11,7 |
| 240 | 5,1 | 12,51 | 33,65 | 46,16 | -10,06 | -31,79 | -34,94 | 5,1 | 13,7 | 18,8 | -4,1 | -13,0 | -14,2 |
| 255 | 5,9 | 14,47 | 25,48 | 39,96 | -9,77 | -19,78 | -36,07 | 5,9 | 10,4 | 16,3 | -4,0 | -8,1 | -14,7 |
| 270 | 7,5 | 18,40 | 13,29 | 31,68 | -8,04 | -8,04 | -31,68 | 7,5 | 5,4 | 12,9 | -3,3 | -3,3 | -12,9 |
| 285 | 10,3 | 25,27 | -2,47 | 22,80 | -5,58 | 0,51 | -23,46 | 10,3 | -1,0 | 9,3 | -2,3 | 0,2 | -9,6 |
| 300 | 15,0 | 36,80 | -20,36 | 16,44 | -3,58 | 5,11 | -16,03 | 15,0 | -8,3 | 6,7 | -1,5 | 2,1 | -6,5 |
| 315 | 23,9 | 58,63 | -38,19 | 20,44 | -3,61 | 11,90 | -17,01 | 23,9 | -15,6 | 8,3 | -1,5 | 4,9 | -6,9 |
| 330 | 42,4 | 104,01 | -53,41 | 50,60 | -6,27 | 40,69 | -30,73 | 42,4 | -21,8 | 20,6 | -2,6 | 16,6 | -12,5 |
| 345 | 73,7 | 180,80 | -63,67 | 117,13 | -7,47 | 111,20 | -37,53 | 73,7 | -26,0 | 47,7 | -3,0 | 45,3 | -15,3 |
| 360 | 114,2 | 280,15 | -67,29 | 212,86 | 0,00 | 212,86 | 0,00 | 114,2 | -27,4 | 86,8 | 0,0 | 86,8 | 0,0 |

| Таблиця 2.6 продовження | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|-------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| 375 | 180,0 | 441,56 | -63,67 | 377,89 | 24,11 | 358,78 | 121,09 | 180,0 | -26,0 | 154,0 | 9,8 | 146,3 | 49,4 |
| 390 | 105,8 | 259,54 | -53,41 | 206,13 | 25,55 | 165,74 | 125,19 | 105,8 | -21,8 | 84,0 | 10,4 | 67,6 | 51,0 |
| 405 | 63,5 | 155,77 | -38,19 | 117,59 | 20,77 | 68,46 | 97,83 | 63,5 | -15,6 | 47,9 | 8,5 | 27,9 | 39,9 |
| 420 | 41,0 | 100,58 | -20,36 | 80,22 | 17,49 | 24,96 | 78,22 | 41,0 | -8,3 | 32,7 | 7,1 | 10,2 | 31,9 |
| 435 | 28,8 | 70,65 | -2,47 | 68,18 | 16,68 | 1,54 | 70,17 | 28,8 | -1,0 | 27,8 | 6,8 | 0,6 | 28,6 |
| 450 | 21,8 | 53,48 | 13,29 | 66,76 | 16,94 | -16,94 | 66,76 | 21,8 | 5,4 | 27,2 | 6,9 | -6,9 | 27,2 |
| 465 | 17,3 | 42,44 | 25,48 | 67,92 | 16,62 | -33,63 | 61,31 | 17,3 | 10,4 | 27,7 | 6,8 | -13,7 | 25,0 |
| 480 | 14,0 | 34,34 | 33,65 | 67,99 | 14,82 | -46,83 | 51,47 | 14,0 | 13,7 | 27,7 | 6,0 | -19,1 | 21,0 |
| 495 | 12,4 | 30,42 | 38,19 | 68,61 | 12,12 | -57,08 | 39,94 | 12,4 | 15,6 | 28,0 | 4,9 | -23,3 | 16,3 |
| 510 | 10,6 | 26,00 | 40,13 | 66,13 | 8,20 | -61,37 | 25,97 | 10,6 | 16,4 | 27,0 | 3,3 | -25,0 | 10,6 |
| 525 | 9,2 | 22,57 | 40,66 | 63,23 | 4,03 | -62,12 | 12,47 | 9,2 | 16,6 | 25,8 | 1,6 | -25,3 | 5,1 |
| 540 | 7,4 | 18,15 | 40,72 | 58,87 | 0,00 | -58,87 | 0,00 | 7,4 | 16,6 | 24,0 | 0,0 | -24,0 | 0,0 |
| 555 | 4,7 | 11,53 | 40,66 | 52,19 | -3,33 | -51,27 | -10,29 | 4,7 | 16,6 | 21,3 | -1,4 | -20,9 | -4,2 |
| 570 | 4,1 | 10,06 | 40,13 | 50,18 | -6,22 | -46,57 | -19,71 | 4,1 | 16,4 | 20,5 | -2,5 | -19,0 | -8,0 |
| 585 | 3,7 | 9,08 | 38,19 | 47,26 | -8,35 | -39,32 | -27,52 | 3,7 | 15,6 | 19,3 | -3,4 | -16,0 | -11,2 |
| 600 | 3,5 | 8,59 | 33,65 | 42,23 | -9,21 | -29,09 | -31,97 | 3,5 | 13,7 | 17,2 | -3,8 | -11,9 | -13,0 |
| 615 | 3,5 | 8,59 | 25,48 | 34,07 | -8,33 | -16,87 | -30,75 | 3,5 | 10,4 | 13,9 | -3,4 | -6,9 | -12,5 |
| 630 | 3,5 | 8,59 | 13,29 | 21,87 | -5,55 | -5,55 | -21,87 | 3,5 | 5,4 | 8,9 | -2,3 | -2,3 | -8,9 |
| 645 | 3,5 | 8,59 | -2,47 | 6,11 | -1,50 | 0,14 | -6,29 | 3,5 | -1,0 | 2,5 | -0,6 | 0,1 | -2,6 |
| 660 | 3,5 | 8,59 | -20,36 | -11,77 | 2,57 | -3,66 | 11,48 | 3,5 | -8,3 | -4,8 | 1,0 | -1,5 | 4,7 |
| 675 | 3,5 | 8,59 | -38,19 | -29,60 | 5,23 | -17,23 | 24,63 | 3,5 | -15,6 | -12,1 | 2,1 | -7,0 | 10,0 |
| 690 | 3,5 | 8,59 | -53,41 | -44,83 | 5,56 | -36,04 | 27,22 | 3,5 | -21,8 | -18,3 | 2,3 | -14,7 | 11,1 |
| 705 | 3,5 | 8,59 | -63,67 | -55,08 | 3,51 | -52,30 | 17,65 | 3,5 | -26,0 | -22,5 | 1,4 | -21,3 | 7,2 |
| 720 | 3,5 | 8,59 | -67,29 | -58,70 | 0,00 | -58,70 | 0,00 | 3,5 | -27,4 | -23,9 | 0,0 | -23,9 | 0,0 |

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ ТА ПРИСТОСУВАННЯ ДЛІА ЦЕНТРОВКИ ДВИГУНА З ГЕНЕРАТОРОМ І РОЗРАХУНОК З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ

3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт

З'єднання двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і приводного механізму (електричний генератор, компресор, водяний насос, гребний гвинт і таке інше) в єдиний агрегат виконується за допомогою з'єднувальних муфт. Конструктивно виконання цього вузла може бути реалізовано установкою поміж двигуном та приводним механізмом таких елементів: тільки з'єднувальної пружної муфти; пружної та з'єднувально - роз'єднувальної муфти; однієї муфти, що виконує одночасно обидві функції.

Еластичні муфти, що встановлюються поміж двигуном і приводним механізмом забезпечують:

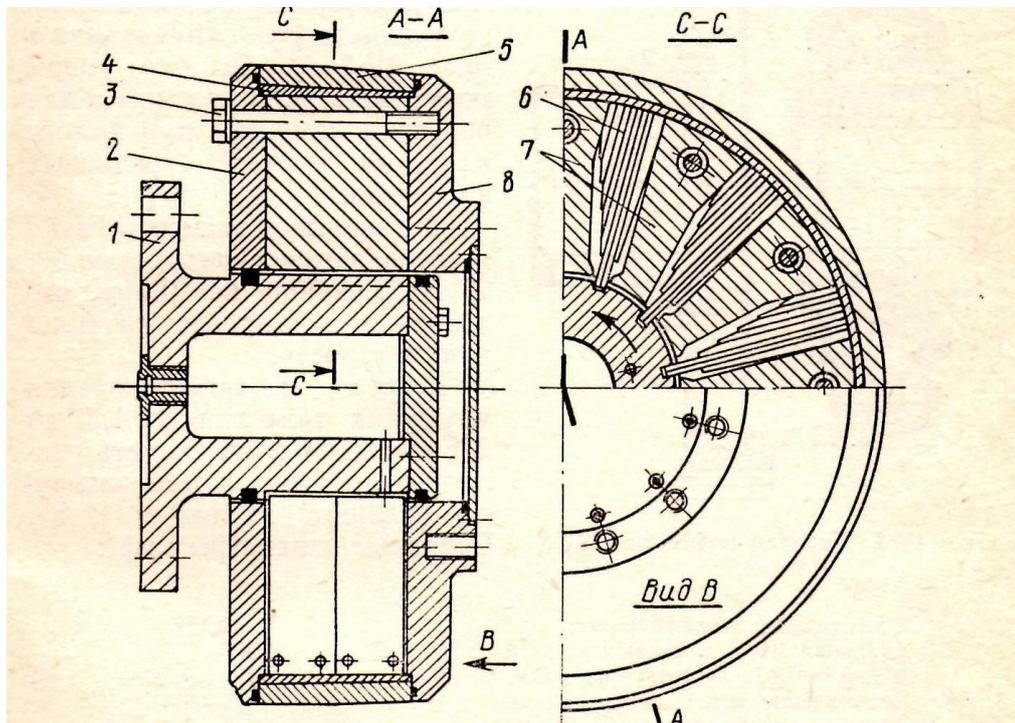
- зменшення динамічних навантажень в з'єднанні завдяки демпфіруванню крутильних коливань та згладжуванню нерівномірного крутного моменту двигуна;
- зниженню навантажень на підшипники та вали механізму та двигуна, що виникають із – за деформації фундаменту;
- значно простішою стає операція центрування валів двигуна та приводного механізму завдяки тому, що конструкція муфт допускає більш широкі границі вістових та радіальних зміщень валів.

В з'єднувальних еластичних муфтах широко використовуються пружні металеві та неметалеві (переважно гумові) елементи самих різноманітних конструктивних виконань.

Із муфт з металевими пружними елементами найбільш поширена демпфіруюча муфта типу Гейслінгер. Пружно – демпфіруючим елементом цієї муфти є пакети плоских пружин 6, що з'єднують ведучу та ведену полумуфти (мал.3.1). Пакети пружин 6 на ведучій полумуфті 1 встановлені в поздовжніх пазах, а в зовнішню обичайку 5 веденої частини змонтовані за

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

допомогою конічного кільця 4 і розділювальних клиновидних вставок, стягнутих з торців дисками 2,8 та болтами 3.



Малюнок 3.1 Пружна муфта типу Гейслінгер

1 – ведуча полумуфта; 2,8 – диски; 3 – болт; 4 – кільце конусне; 5 – зовнішнє кільце;
6 – пакет плоских пружин; 7 – клиновидна вставка.

Порожнини, де розміщені пакети пружин, заповнюються маслом, яке надходить із системи мащення двигуна через центральний отвір ведучої полу муфти. Під час роботи муфти масло зменшує деформацію пружин, тим самим забезпечується зменшення амплітуди коливань передаючого крутного моменту.

Демпфуюча здатність пружних муфт характеризується енергією, яка безповоротно поглинається муфтою при деформації. Кількісно вона оцінюється коефіцієнтом демпфування ψ , який представляє собою відношення енергії, що поглинається в муфті за один цикл коливань, до повної енергії, витраченої на деформацію муфти за той же період.

| | | | | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|--|--|--|-------|
| | | | | | | | | | Аркуш |
| | | | | | | | | | |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | | | | |

Очевидно, що із збільшенням кількості енергії, що поглинається в муфті, коефіцієнт ψ наближається до одиниці.

Демпфіруючі властивості муфти Гейслінгер залежать від площі поперечного перерізу каналів, через які масло перетікає із однієї камери в іншу, а також від частоти коливань крутного моменту і від в'язкості масла.

Амплітуда коливань пакетів пружин обмежується клиновидними вставками, які допускають короткочасну роботу муфт з великими перевантаженнями (до трьохкратного перебільшення номінального моменту).

Для передачі крутних моментів від 2000Нм до 108000Нм випускаються муфти з такими характеристиками:

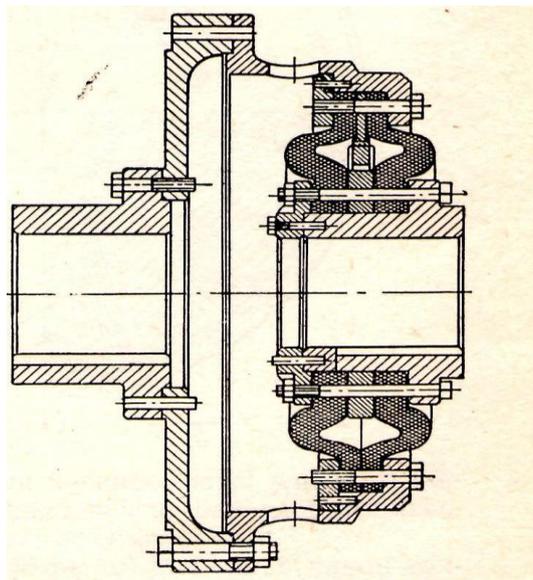
- Коефіцієнт демпфірування0,4...0,9
- Питома маса по моменту, /(Нм)..... .0,004...0,0425
- Максимальна кругова швидкість на зовнішньому діаметрі, м/с 150
- Допустиме осьове зміщення, мм1,5...5,0
- Допустиме радіальне зміщення, ммдо 5
- Допустимий кут скручування α_{\max} 2,6...9,2°

Принципово іншу конструкцію мають пружні муфти з металевими демпфіруючими елементами типу Металластик.

Ведуча та ведена частини муфти оснащені радіально встановленими кронштейнами (секторами), щоби яких взаємно паралельні і розташовані відносно один одного із зазором. В ці зазори вставляються пружні елементи (сильфони), які закріплюються до щік кронштейном полу муфт. Муфти аналогічної конструкції випускаються і з резиновими сильфонами.

Широке розповсюдження в дизель – генераторних агрегатах знайшли муфти типу Вулкан та Спирофлекс. Пружною ланкою муфти Вулкан служать дві гумокордові шини (мал.3.2), якими з'єднуються ведуча і ведена полу муфти.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |



Малюнок 3.2 Пружна муфта типу Вулкан

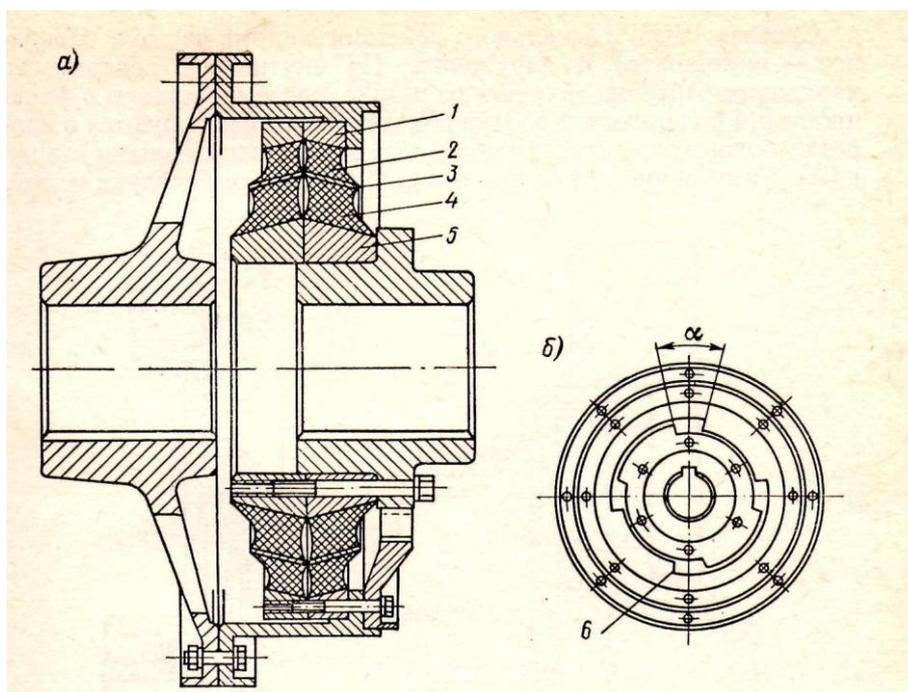
Кріплення шин до полумуфт виконується за допомогою болтів та прижимних фланців. Муфта кожного типорозміру може складатися з гумово – кордових елементів, які відрізняються крутильною жорсткістю.

Типорозмірний ряд пружних муфт типу Вулкан охоплює діапазон допустимих тривалих крутних моментів від 90 Нм до 10^6 Нм і мають такі технічні характеристики:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,1...0,16
- Питома маса по моменту, г/(нм).....0,008...0,047
- Частота обертання, об/хв..... ≥ 700
- Допустиме вісьове зміщення, мм4...40
- Допустиме радіальне зміщення, мм1,5...8
- Термін служби шин, тис. годин40...50

Пружна ланка муфти Спірофлекс (мал.3.3) представляє собою два однакових гумометалевих диска. Кожен із дисків складається із двох концентричних гумових кілець 2 і 4 та трьох сталевих кілець 1,3 та 5, з'єднаних в одне ціле шляхом вулканізації. Для запобігання перевантажуванню пружних елементів в муфтах передбачені спеціальні

упори 6, які обмежують деформацію при настанні допустимого кута скручування α . Ці ж упори можуть бути використані і для передачі моменту при виході із ладу пружних гумових елементів.



Малюнок 3.3 Пружна муфта типу Спірофлекс

1,3,5 – сталеві кільця; 2,4 – концентричні гумові кільця; 6 – упор.

Гумові елементи муфт виготовляються з твердістю 50, 55 і 60 одиниць за Шором, що дозволяє змінювати їх крутильну жорсткість.

Муфти Спірофлекс виготовляються для крутних моментів від 1500 Нм до 200000 Нм і можуть мати різні з'єднувальні елементи (фланці, втулки і таке інше).

Основні параметри муфт:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,127
- Питома маса по моменту, кг/(Нм).....0,017...0,04
- Максимальна частота обертання, об/хв.....1000...3000
- Допустиме вісьове зміщення, мм1,5...5,8
- Допустиме радіальне зміщення, мм0,8...3
- Кут скручування при номінальному $M_{кр}$ $3,2^\circ$

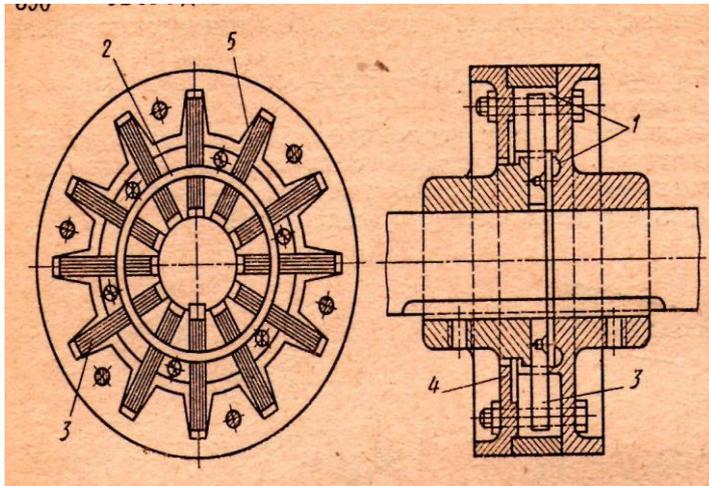
| | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата |

ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ

Аркуш

- Допустимий злом осей, мм/м.....11...15

Муфта з металевими пружними ланками (з радіальними пакетами пластин), що також називається ресорною муфтою (мал.3.4) застосовується в електроагрегатах малої потужності.

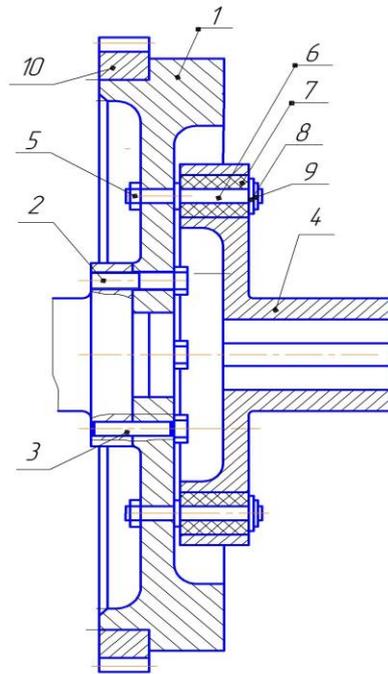


3.4 Муфта з металевими пружними елементами

1 – простір для змащування; 2 – кільце; 3 – пакет сталевих пластин; 4 – ущільнююче кільце; 5 – обмежуюча поверхня.

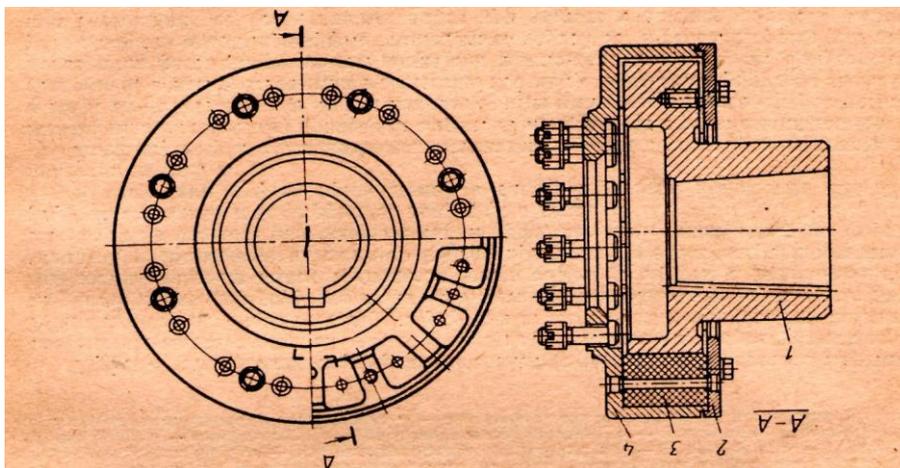
Муфта пружна втулочно – пальцева показана на мал.3.5. В якості пружної ланки в ній встановлені гумові втулки (суцільні або ж складені із кільць трапецієвидного перерізу). Муфти з гумовими елементами, що працюють на стиск, широко застосовують в електро-агрегато-будуванні. Незважаючи на велику різноманітність таких муфт, всі вони відрізняються лише формою пружних елементів та конструкцією напівмуфт та деталей.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |



Малюнок 3.5 Муфта втулично – пальцева
 1-маховик, 2- болт, 3- штифт, 4-полумуфта, 5-гайка,
 6- палець, 7-втулка гумова ,8- шайба, 9 – стопорні кільця,
 10 – зубчастий вінець,

Конструкція муфти, що застосовується в електроагрегатах потужністю 500 кВт показана на мал.3.6



Малюнок 3.6 Муфта електроагрегата АСДА – 500
 1- ступиця; 2 – кришка; 3 – пластина; 4 - корпус

Самостійну групу складають муфти ковзання – електромагнітні (ЕМК) та гідравлічні. По прийнятій класифікації вони відносяться до комбінованих. Застосування муфт ковзання надає силовим установкам з ДВЗ ряд важливих переваг, а саме:

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

головна передача практично повністю ізолюється від крутильних коливань, що виникають в двигуні;

двигун стає захищеним від динамічних перевантажень;

забезпечується швидке (за 10...15 сек) і плавне підключення двигуна до передачі на любій частоті обертання.

Муфти ковзання мають і ряд суттєвих недоліків. Це, зокрема, великі габарити та маса, складність у виготовленні, наявність додаткових втрат потужності (2...5%) із – за ковзання.

3.2 Опис конструкції муфти двигуна – прототипу (рис.3.7)

Маховик 3 двигуна - прототипу призначений для забезпечення заданого ступеню нерівномірності обертання колінчастого валу і є одночасно частиною пружної муфти відбору потужності.

Маховик 3 відлитий із чавуну, суцільний і після механічної обробки підданий статичному балансуванню. Кріпиться до фланця колінчастого валу призонними болтами 6 з корончатими гайками 12, На торці маховика зроблені пази, в які встановлюються колодки буферні 1, кожна з яких складається із двох гумових колодок та двох сталевих пластин.

Пружні елементи з однієї сторони закриваються кільцем 9, яке кріпиться до маховика болтами 10 із прижимами 8, а з іншої сторони буртом напівмуфти 4. В проточку поміж пружними елементами входять виступи напівмуфти 4, яка з'єднана з із ступицею 5 з'єднувальними болтами 13. Ступиця 5 за допомогою шпонки з'єднується із валом електрогенератора.

На торці маховика із сторони двигуна закріплені два ударника 2 механізму безпеки. На ободі маховика є отвори, що призначені для повертання колінчастого валу та різьбові отвори для рим – болтів. Для установки та перевірки фаз газорозподілу на циліндричній поверхні ободу маховика нанесені позначки мертвих крапок для кожного циліндру та позначки градусів повороту колінчастого валу з інтервалом 5°. Це дає можливість перевірити фази газорозподілу двигуна.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

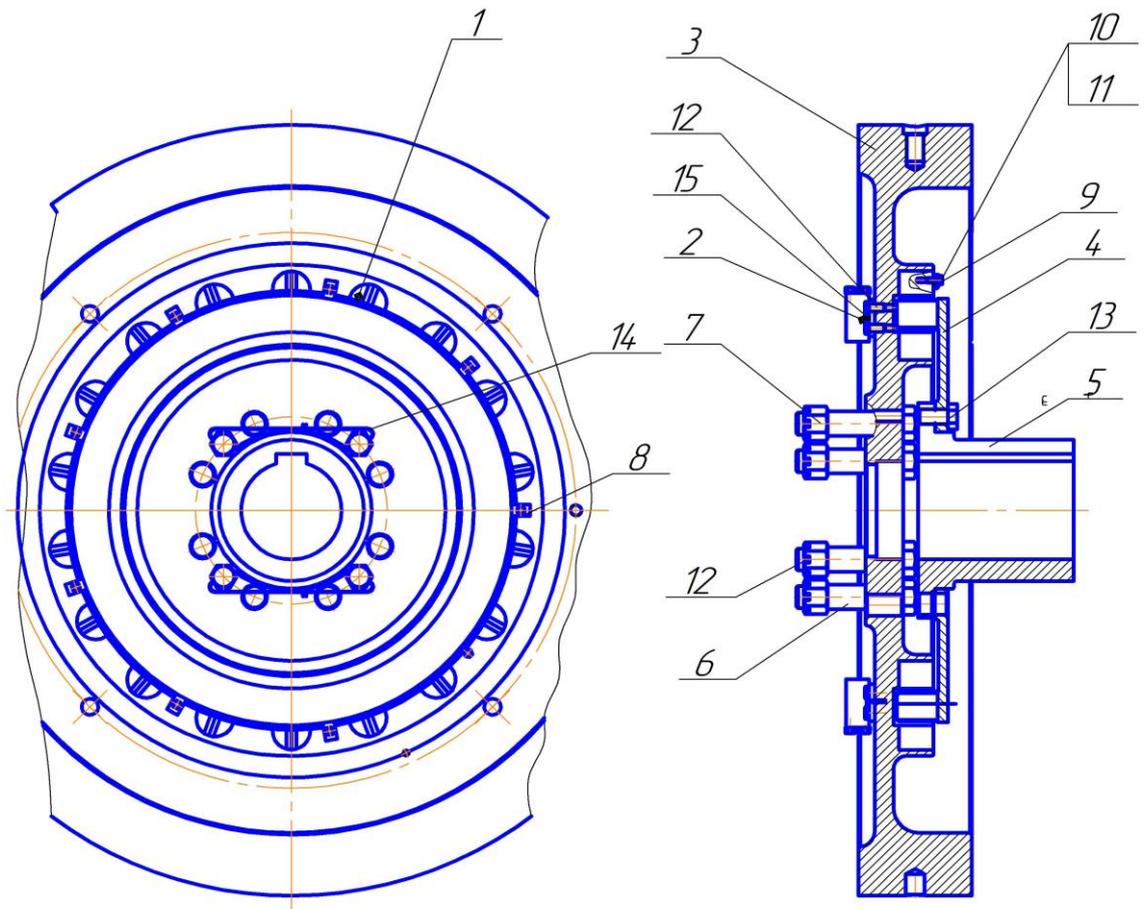


Рисунок 3.7 Муфта з'єднувальна двигуна – прототипу
 1 – колодка буферна, 2 – ударник, 3 – маховик, 4 – напівмуфта,
 5 – ступиця, 6, 10, 12 – долт, 7 – гайка, 8 – прижим, 9 – кільце,
 11 – шайба стопорна, 14, 15 – дрiт кріпильний.

3.3 Обґрунтування застосування відцентрових з'єднувальних муфт

Відцентрові муфти служать для автоматичного з'єднання (або роз'єднання) валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Вони є муфтами, самокерованими по швидкості.

Відцентрові муфти можна застосовувати:

- для покращання управління, наприклад, в автомобілях, моторолерах, при цьому включення та виключення муфти проходить автоматично при регулюванні швидкості двигуна або ж значно полегшується;
- для розгону механізмів та машин, що мають значні махові моменти, двигуни з малими пусковими моментами (наприклад, вітродвигунами, асинхронними електродвигунами);
- для забезпечення плавності пуску.

| | | | | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|--|--|--|-------|
| | | | | | | | | | Аркуш |
| | | | | | | | | | |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | | | | |

Крім того, відцентрові муфти можна застосовувати для попередження розносу. В цьому випадку муфта виконується нормально замкнутою, тобто з'єднує вали про відсутності обертання.

Відцентрові муфти представляють собою фрикційні муфти, у яких звичайний механізм управління замінений спеціальними грузами, що знаходяться під дією відцентрових сил та пружин. При досягненні ведучим валом визначеної швидкості відцентрові сили, діючі на грузи, переважають сили пружин, притискають поверхні що труться одну до другої і муфта включається.

Для зменшення маси грузи часто виконують у вигляді важелів, що повертаються навколо вісей; застосовують також грузи, що переміщуються в направляючих.

Наряду з автоматичними відцентровими муфтами застосовують так звані напіввідцентрові, які мають механізм ручного або ногого управління, а відцентрова сила збільшує тиск на поверхнях тертя.

При розрахунку відцентрових муфт виходять із того, щоб при заданій номінальній частоті обертання n муфта передавала розрахунковий обертальний момент T . Причому включення має розпочинатися з деякої частоти обертання n_0 , до досягнення якої момент, що передається муфтою дорівнює нулю.

Для найпростішої муфти з z колодками необхідна сила прижиму кожної колодки до ободу

$$F = \frac{10^3 \cdot T}{z \cdot R \cdot f}$$

Масу колодки m та силу $F_{пр}$ на колодку від пружини знаходимо із наступних рівнянь рівноваги колодки:

1) При частоті обертання n

$$F - F_{ц} + F_{пр} = 0,$$

де

$$F_{ц} = \frac{m \cdot v^2}{r}$$

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

- відцентрова сила, що діє на колодку;

v – кругова швидкість центру ваги колодки;

r – відстань від вісі обертання до центру ваги колодки;

2) при частоті обертання n_0 має бути $F = 0$

- $F_{и0} + F_{пр} = 0$, де

$$F_{и0} = \frac{m \cdot v_0^2}{r}$$

- відцентрова сила при числі оборотів колінчастого валу n_0 .

3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти

Суттєвим недоліком з'єднувальної муфти двигуна - прототипу є те, що двигун-генератор, оснащений такою муфтою має значний момент інерції мас валопроводу – КШМ циліндрів двигуна, маховик та ротор генератора, що негативно впливає на тривалість пуску газового двигуна. По даним заводу - виробника газового двигуна – прототипу 6ГЧН25/34 момент інерції КШМ одного циліндру двигуна складає $J_{КШМ} = 5,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, маховика $J_M = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, ротора електрогенератора $J_G = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. При цьому сумарний момент інерції мас валопроводу двигуна $J_D = 6 \cdot J_{КШМ} + J_M = 6 \cdot 5,5 + 100 = 133 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ майже в 2 рази менше моменту інерції ротора генератора, а момент інерції мас валопроводу двигуна-генератора $J_{ДВГ} = J_D + J_G = 133 + 250 = 383 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в $J_{ДВГ} / J_D = 383 / 133 = 2,9$ рази більший за момент інерції газового двигуна. Отже, при зменшенні моменту інерції мас валопроводу двигуна – генератора (від'єднання ротора електрогенератора від валопроводу при запуску двигуна) процес пуску газового двигуна покращиться за рахунок зменшення тривалості розгону двигуна до пускових обертів двигуна ($n = 100 \dots 150 \text{ хв}^{-1}$). При цьому зменшиться витрата пускового повітря та збільшиться кількість пусків двигуна з пускового балону.

Конструкція запроєктованої з'єднувальної муфти (рис.3.8) складається із маховика 1, на диску якого закріплені чотири корпуса 6 за допомогою болтів 13, що є направляючими для інерційних мас (вагів) 4. За допомогою

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

шпильки 7 та пружини 8 вага 4 притискається до корпусу 6. Стискання пружини 8 до заданої величини виконується за допомогою гайок 11 та тарілки пружини 14. При заданій частоті обертання колінчастого валу, грузи 4 під дією відцентрової сили інерції входять в зачеплення із напівмуфтою 2, що жорстко закріплена на ступиці валу електрогенератора за допомогою болтів 12. Таким чином за рахунок тертя крутний момент двигуна передається до валу електрогенератора.

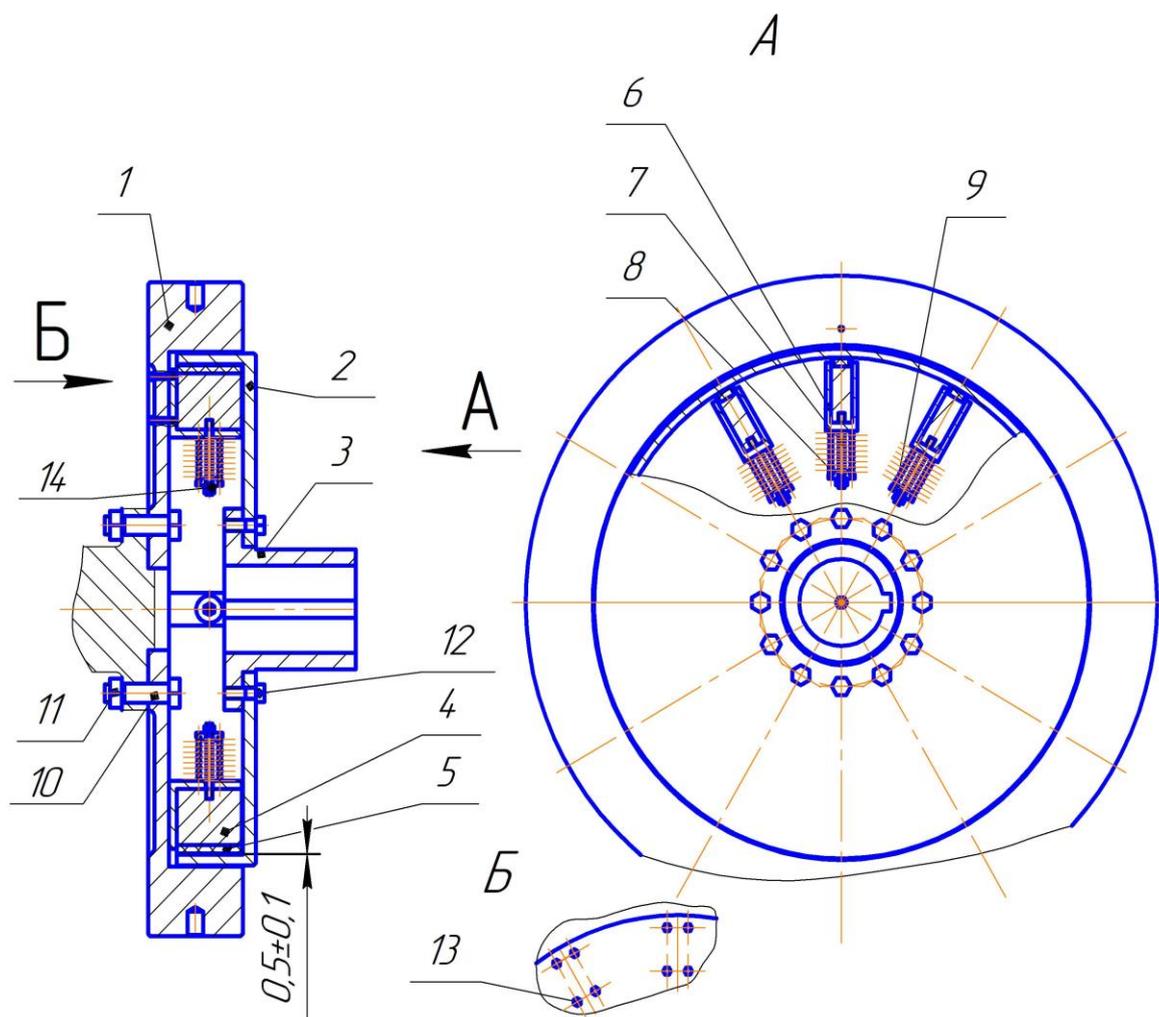


Рисунок 3.8 Муфта з'єднувальна для двигуна 6ГЧН26/34
 1 – маховик, 2 – напівмуфта, 3 – ступиця, 4 – груз,
 5 – гумова колодка, 6 – корпус, 7 – шпилька, 8 – пружина,
 9 – тарілка пружини, 10, 12, 13 – болт, 11, 14 – гайка,

| | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата |

3.5 Опис конструкції пристосування для центрування двигуна з генератором.

Надійна робота лінії колінчастого валу та її підшипників в значній мірі залежить від правильної центровки двигуна з генератором. Враховуючи конструкцію з'єднувальної муфти, передача обертального моменту якою передається гумовими колодками, при центруванні двигуна з генератором можливо допустити зміщення осей колінчастого валу і генератора величиною 0,1мм, а перекос осей 0,3мм на довжині 1м.

Для контролю центровки двигуна розроблена проста конструкція пристосування (рис.3.9), яке складається із планки горизонтальної 1 та планки вертикальної 2, які з'єднуються поміж собою болтом 3. Горизонтальна планка 3 має різьбовий кінець, яким вона встановлюється на ободі маховика та фіксується у відповідному положенні гайкою 4. Забір величини зміщення та злому осей колінчастого валу проводиться за допомогою двох індикаторів годинникового типу 5, які фіксуються в отворах горизонтальної та вертикальної планок за допомогою болта 3. Розроблена конструкція пристосування проста у виготовленні та зручна в

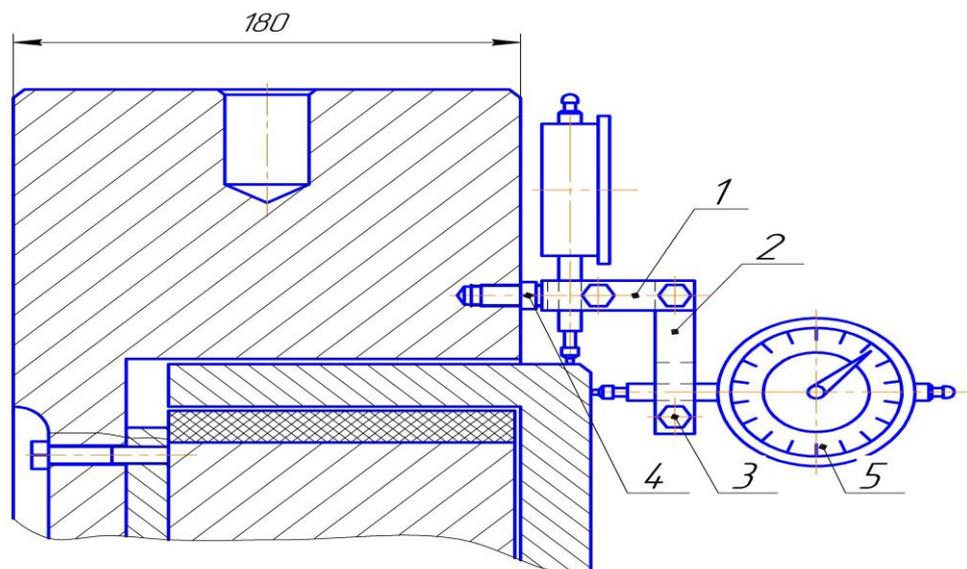


Рисунок 3.9 Пристосування для центровки двигуна з генератором
1 – планка горизонтальна, 2 – планка вертикальна, 3 – болт,
4 – гайка, 5 – індикатор годинникового типу

експлуатації.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|-----------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

3.6 Розрахунок параметрів з'єднувальної відцентрової муфти

Для розробки відцентрової з'єднувальної муфти необхідно визначити розміри та параметри її основних деталей: груза, пружини, ведучої та веденої полумуфт.

При розрахунку з'єднувальної муфти виходимо з того, що для забезпечення пуску газового двигуна при мінімальній температурі навколишнього середовища 8°C в приміщенні електростанції вона повинна передати крутний момент і приводити електрогенератор в обертання при числі оборотів двигуна 400 об/хв. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок тертя робочої поверхні грузів по робочій поверхні веденої полумуфти. При номінальній частоті обертання колінчастого валу і номінальній потужності двигуна момент тертя поміж грузами і веденою полумуфтою має бути з деяким запасом більшим за крутний момент двигуна. Вихідними даними для розрахунку з'єднувальної муфти є:

| | | | |
|--|--------------|-------|------------------|
| 1.Номінальна потужність двигуна 6ГЧН26/34 | $P =$ | 540 | кВт |
| 2.Номінальна частота обертання колінчастого валу | $n =$ | 600 | хв^{-1} |
| 3.Частота обертання колінчастого валу при якій спрацьовує відцентрова з'єднувальна муфта | $n_1 =$ | 400 | хв^{-1} |
| 4.Радіус кола, на якому розташовані центри мас грузів муфти | $r_c =$ | 0,39 | м |
| 5.Кількість грузів | $i =$ | 12 | |
| 6.Густина матеріалу груза (сталь) | $\rho =$ | 7800 | кг/м^3 |
| 7.Коефіцієнт тертя поміж робочими поверхнями груза та веденої муфти (чавун - гума або шкіра) | $f_{\tau} =$ | 0,6 | |
| 8.Діаметр робочої поверхні веденої полумуфти | $D =$ | 0,9 | м |
| 9.Модуль пружності II -го роду для сталі | $G =$ | 80000 | МПа |

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

- номінальна $\omega_H = 62,8 \text{ c}^{-1}$
- в момент включення муфти $\omega_1 = 41,9 \text{ c}^{-1}$

2. Номінальний крутний момент двигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega} \quad M_H = 8596,0 \text{ Нм}$$

3. Коефіцієнт запасу по крутному моменту, що враховує можливе зменшення коефіцієнта тертя

$$k = 1,4$$

4. Розрахунковий момент тертя в роз'єднувальній муфті

$$M_P = k \cdot M_H \quad M_P = 12034,4 \text{ Нм}$$

5. Маса вагів ведучої полумуфти знаходиться із наступного рівняння

$$M_P = m \cdot (\omega_H^2 - \omega_1^2) \cdot r_C \cdot i \cdot f_T \cdot \frac{D}{2}$$

$$m = \frac{2 \cdot M_P}{(\omega_H^2 - \omega_1^2) \cdot r_C \cdot i \cdot f_T \cdot D} \quad m = 4,3 \text{ кг}$$

6. Об'єм груза

$$V = \frac{m}{\rho} \quad V = 0,000557 \text{ м}^3$$

7. Прийняті конструктивно розміри груза

- ширина $b = 40 \text{ мм}$
- радіальна товщина $l = 120 \text{ мм}$
- осьова товщина $h = 123 \text{ мм}$

8. Установча сила пружини, що визначає початок роботи з'єднувальної муфти

$$P_{np} = m \cdot \omega^2 \cdot r_C \quad P_{np} = 2971,5 \text{ Н}$$

9. Із ескізної проробки конструкції ведучої полумуфти приймаємо параметри пружини:

- діаметр пружини $D_{np} = 0,04 \text{ м}$

| | | | |
|------------------------------|--------------|-------|---|
| - діаметр дроту | $\delta =$ | 0,008 | м |
| - число робочих витків | $i_p =$ | 6 | |
| - загальне число витків | $i_{\Pi} =$ | 8 | |
| - установочна висота пружини | $H_{уст.} =$ | 0,08 | м |

10. Жорсткість пружини

$$c = \frac{G \cdot \delta^4}{8 \cdot i_p \cdot D_{np}^3} \quad c = 106667 \quad \text{Н/м}$$

11. Деформація пружини при її установці в муфту

$$f = \frac{P_{np}}{c} \quad f = 0,028 \quad \text{м}$$

12. Висота пружини у вільному стані

$$H_B = H_{уст} + f \quad H_B = 0,108 \quad \text{м}$$

13. Відношення діаметру пружини до діаметра дроту

$$m = \frac{D_{np}}{\delta} \quad m = 5$$

14. Коефіцієнт, що враховує кривизну витків пружини

$$q = \frac{4 \cdot m - 1}{4 \cdot m - 4} + \frac{0,62}{m} \quad q = 1,31$$

15. Дотичні напруги в тілі пружини

$$\tau = \frac{8 \cdot q \cdot D_{np} \cdot P_{уст}}{\pi \cdot \delta^3} \quad \tau = 776,0 \quad \text{МПа}$$

16. Для термооброблених (загартованих та відпущених) пружин виготовлених із високоякісного пружинного дроту границя текучесті складає $\tau_T = 1100$ МПа.

Висновки

У виконаному розрахунку визначені параметри елементів з'єднувальної відцентрової муфти: кількість грузів та їх масу, розміри пружини та сили, що діють в пружині. Так як дотичні напруги в тілі пружини $\tau = 769$ МПа менші за границю текучесті матеріалу дроту пружини $\tau_T = 1100$ МПа, то її працездатність при роботі в складі відцентрової з'єднувальної муфти

3.7 Розрахунок на міцність деталей муфти з'єднувальної

Для підтвердження працездатності запроєктованої з'єднувальної відцентрової муфти проведемо перевірочний розрахунок на міцність її деталей: з'єднувальних болтів кріплення маховика до колінчастого валу та напівмуфти до ступиці, шпонки в з'єднанні ступиця – вал електрогенератора.

Завданням розрахунку на міцність деталей з'єднувальної муфти, що встановлена поміж газовим двигуном та електрогенератором, є знаходження в них величин напруг від діючого робочого навантаження (крутного моменту двигуна) та порівняння їх із допустимими напругами.

Вихідні дані для розрахунку

1. Потужність газового двигуна $P = 540 \text{кВт}$
2. Число обертів колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
3. Число болтів, що кріплять маховик до колінчастого валу $i_1 = 8$
4. Число болтів, що кріплять напівмуфту до ступиці $i_2 = 12$
5. Діаметр різьби болтів, що кріплять маховик $M33 \times 2-8g$
6. Матеріал болтів кріплення маховика – Сталь 45 ГОСТ1050-84
7. Діаметр різьби болтів, що кріплять напівмуфту до ступиці $M20 \times 1,5-8g$
8. Матеріал болтів кріплення напівмуфти – Сталь 40ХН ГОСТ4749-84
9. Діаметр вала електрогенератора $d_H = 160 \text{мм}$
10. Висота шпонки $h_{ш} = 16 \text{мм}$
11. Робоча довжина шпонки $l_p = 200 \text{мм}$
12. Діаметр кола на якому розташовані болти $d_0 = 305 \text{мм}$

Розрахунок

1. Крутний момент, що передається з'єднувальною муфтою від газового двигуна до електрогенератора при роботі на режимі номінальної потужності

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$M_{кр} = \frac{P}{\omega} = \frac{540 \cdot 1000}{62,8} = 8520 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ рад/с}$$

кутова швидкість обертання колінчастого валу.

2. Момент тертя поміж фланцем колінчастого валу та маховиком

$$\begin{aligned} M_T &= i_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma_p] \cdot d_0 \cdot f = \\ &= 8 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,0297^2}{4} \cdot 250 \cdot 10^6 \cdot 0,305 \cdot 0,10 = 21120 \text{ Н} \cdot \text{м, де} \end{aligned}$$

$f = 0,10$ – коефіцієнт тертя для пари сталь - сталь [7]

$d_1 = 29,7 \text{ мм} = 0,0297 \text{ м}$ – внутрішній діаметр різьби М33х2-8g

$[\sigma_p] = 250 \text{ МПа}$ – допустима напруга розтягування для матеріалу болта - Сталь 45 ГОСТ 1050 – 84.

Коефіцієнт запасу по крутному моменту

$$n = \frac{M_T}{M_{кр}} = \frac{21120}{8520} = 2,5$$

що перевищує допустимий запас $[n] = 1,5$

3. Момент тертя поміж фланцем ступиці та напівмуфтою

$$\begin{aligned} M_T &= i_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma_p] \cdot d_0 \cdot f = \\ &= 12 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,0174^2}{4} \cdot 500 \cdot 10^6 \cdot 0,305 \cdot 0,10 = 13851 \text{ Н} \cdot \text{м, де} \end{aligned}$$

$f = 0,10$ – коефіцієнт тертя для пари сталь - сталь [7]

$d_1 = 17,4 \text{ мм} = 0,0174 \text{ м}$ – внутрішній діаметр різьби М33х2-8g

$[\sigma_p] = 500 \text{ МПа}$ – допустима напруга розтягування для матеріалу болта -

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

Сталь 40ХН ГОСТ 4749 – 84.

Коефіцієнт запасу по крутному моменту

$$n = \frac{M_T}{M_{кр}} = \frac{13851}{8520} = 1,63$$

що перевищує допустимий запас $[n] = 2,0$

4. Шпонкове з'єднання перевіряється на зминання робочої поверхні шпонки.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot A_{зм}} = \frac{2 \cdot 8520}{0,16 \cdot 0,001308} = 81,4 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 81,4 \text{ МПа, де}$$

$d = 0,16\text{м}$ – діаметр вала електрогенератора під маточиною.

$$A_{зм} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p = (0,94 \cdot 16 - 8,5) \cdot 200 = 1308 \text{ мм}^2 = 0,001308 \text{ м}^2 -$$

площа зминання бокової поверхні шпонки, де

$b = 36\text{мм}$; $h = 16\text{мм}$; $t_1 = 8,5\text{мм}$ – стандартні розміри шпонки 200x36x16 ГОСТ 23360–78. При сталевій ступиці та спокійному навантаженні $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 190 \text{ МПа}$ [7] стор.252.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з газовим двигуном 6ГЧН 25/34.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Вихлопні гази та пари мастила.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| | | | | | | |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

Вихлопні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник випускних газів) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.1.3 Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

4.1.4 Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

4.1.5 Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення машинної зали електростанції.

Освітлювальне електроустаткування складається з наступних елементів:

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

4.1.6 Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні дизель-насосної може з'являтися небезпечна концентрація парів палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні контейнеру.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП .

Вентиляція, що застосовується: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з контейнеру здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на стінках.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно –гігієнічні вимоги:

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

1. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

2. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.1.8 Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утомлення слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

| | | | | | | | | |
|--------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| В,Гц | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| A ₀ ,Дб | 103 | 69 | 91 | 88 | 85 | 83 | 81 | 80 |

4.1.9 Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

| Напрямок нормування вібрації | Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ) | | | | | | |
|------------------------------|--|---------|---------|----------|----------|----------|----------|
| | 1 | 2 | 4 | 8 | 15 | 31,5 | 63 |
| вертикаль | 20/132 | | 2,5/114 | 1,3/108 | 1,1/107 | 1,1/107 | 1,1/107 |
| горизонталь | - | 3,5/117 | 1,3/108 | 0,63/102 | 0,56/101 | 0,56/101 | 0,56/101 |

4.1.10 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму, створюваний газовим двигуном 6ГЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 600 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$;

$Pe = 540 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 540^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 95 \text{дБ}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуємо фільтр-глушник на вході у впускний колектор, а на вихлопі - глушник - іскрогасник. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

Для зниження механічного шуму зменшуємо зазори поміж деталями і вузлами, виготовляємо деталі з матеріалів з великим внутрішнім тертям (сірих чавунів) і з шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для дизеля 6ГЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{n_n}\right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{дБ}$$

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

де $m = 10150\text{кг}$ – маса двигуна,

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 540^{0.55} \cdot \left(\frac{1+30}{10150} \right)}{1 + \left(\frac{1}{600} \right)^3 \cdot \frac{10150}{40}} + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) \right) = 84,8 \text{дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, встановлений маховик, а на щоках колінчастого валу розміщені противаги.

4.1.10 Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага .

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.1.12 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.

До роботи на газовому двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал двигуна з відкритими індикаторними клапанами не менш двох оборотів;
- попередити присутніх про запуск двигуна;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони негативно впливають на організм людини.

4.2.1 По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

1. Загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Речовини, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш).
4. Канцерогенні, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.2 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так, застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

зношування деталей циліндро-поршневої групи. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

- 1) Продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів.
- 2) Окисли вуглецю.
- 3) Окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій.
- 4) Канцерогенні домішки.
- 5) Альдегіди.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі дизеля значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, у землю може потрапити мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

У зв'язку з цим в наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

Збереження стану навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням відповідних організаційно – технічних заходів. До основних з них відносяться:

1. Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

2. Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи виділення їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

3. Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і тепловому опроміненні працівників.

4. Встановлення систем вентиляції та опалення.

5. Застосування засобів індивідуального захисту.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота бакалавра «Розробка покращеної конструкції з'єднувальної муфти для стаціонарного газового двигуна потужністю 540кВт. Прототип 6ГЧН26/34» включає в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН26/34 і детальну розробку конструкції з'єднувальної муфти, що використовується для з'єднання газового двигуна з приводним електрогенератором. Бакалаврська кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН26/34 потужністю 540 кВт використовується для приводу електрогенератора і встановлюється в місцях постійного споживання електроенергії та теплової енергії. Загальний вигляд та габаритні розміри двигуна – генератора ДвГА-510 показані в Додатку 1 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 540\text{кВт}$, $n = 600\text{хв}^{-1}$) виконані розрахунки параметрів робочого циклу, результати яких показали, що задана потужність газового двигуна забезпечується при частоті обертання колінчастого валу $n = 600\text{ хв}^{-1}$, тиску наддуву $p_b = 191\text{кПа}$, коефіцієнті надлишку повітря для згоряння палива $\alpha = 1,71$.

По результатам розрахунків в Додатку 5 графічної частини роботи побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Детальна конструкція запроектованого газового двигуна 6ГЧН26/34 показана на його поперечному розрізі (Додаток 2 графічної частини роботи).

Головну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розрахунку і розробці конструкції з'єднувальної муфти. В пояснювальній записці

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

приведений детальний опис запроектованої муфти і її розрахунок на міцність. В графічній частині роботи розроблене складальне креслення з'єднувальної муфти, виконані робочі креслення основних деталей муфти: маховика, ваги та пружини. Конструкція муфти з'єднувальної та її основних деталей показані в Додатках 3,4 графічної частини роботи.

Враховуючи необхідність забезпечення тривалої та надійної роботи проектного дизеля із запроектованою з'єднувальною муфтою в розділі 3 пояснювальної записки виконаний перевірочний розрахунок на міцність деталей муфти.

Так як запроектований газовий двигун 6ГЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину кваліфікаційної роботи відведено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його водяного охолодження; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в головку циліндру, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
2. Дизели.Справочник под ред.В.А.Ваншейдта.,«Машиностроение», Л.,1977
3. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
4. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин.Справочник. «Машиностроение» М., 1979
5. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие, «Машиностроение» М, 1966
6. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
8. П.А.Истомин. Крутильные колебания в судовых ДВС. «Судостроеник», Л., 1968г.
9. В.П.Терских. Крутильные колебания валопроводов силових установок. Т.1...4, Приложение. «Судостроение», Л., 1969г.

| | | | | | | |
|----|-------|----------|--------|------|------------------------|-------|
| | | | | | ПФ НУК 142.54.21.01 ПЗ | Аркуш |
| Зм | Аркуш | № докум. | Підпис | Дата | | |