А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов

# ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ



1 ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1 ТОМ

## РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

А.П. МАРЧЕНКО
М.К. РЯЗАНЦЕВ
А.Ф. ШЕХОВЦОВ

# ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

ТОМ 1

# РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

**За редакцією**
**проф. А.П. Марченка, заслуженого діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова**

Затверджено Міністерством освіти і науки України як підручник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” за спеціальністю “Двигуни внутрішнього згоряння”

**Видавничий центр НТУ “ХПІ”**
**2004**

ББК 31.365
М64
УДК 621.432.3

Рецензенти: *В.М. Зайончковський*, д-р техн. наук, проф.,
Конструкторське бюро середньообертових двигунів
при ДП "Завод імені Малишева";
*І.В. Пелепейченко*, д-р техн. наук, проф.,
Інститут внутрішніх військ

Автори: А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов

Гриф наданий Міністерством освіти і науки України,
лист № 1/11 – 4682 від 06.11.03 р.

М64 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – с.

ISBN

У підручнику викладені вимоги, технічний рівень й перспективи розвитку форсованих двигунів військової техніки. Виконано порівняльний аналіз конструкцій різних двигунів, наведено методи розрахунків й експериментальні дані щодо рівнів напруг, запасів міцності вузлів двигунів. Описуються компоновочні рішення, особливості конструкцій вузлів і систем двигунів.

Підручник призначений для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння". Він може бути корисним викладачам, аспірантам, інженерам-розробникам перспективних ДВЗ.

Requirements, technological level and further development of augmented engines of military equipment are expounded in the textbook. Comparative analysis of various engine designs are made, calculation methods and experimental data concerning stress levels as well as safety factors of engine units are presented. Arranging decisions, engine units and engine systems are described.

The text-book is intended for the students of "Internal Combustion Engines" speciality students. It may be useful for instructors, post-graduates, development engineers of long-range internal combustion engines.

Іл. 289. Табл. 33. Бібліогр. 17 назв.

ББК 31.365

**ISBN**

© А.П. Марченко, М.К. Рязанцев,
А.Ф. Шеховцов, 2004 р.

## ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ

### Загальні параметри і характеристики

$D$ – діаметр циліндра, мм;

$S$ – хід поршня, мм;

$A$ – площа поршня, см$^2$;

$P_e$ – ефективна потужність, кВт;

$n$ – частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$;

$V_c$ – об’єм камери стиску, л;

$V_s$ – робочий об’єм, л;

$\varepsilon_c$ – геометрична ступінь стиску;

$\varepsilon_{c_e}$ – дійсна ступінь стиску;

$v_m$ – середня швидкість поршня, м/с;

$\eta_м$ – механічний ККД;

$\alpha$ – коефіцієнт надлишку повітря;

$\eta_v$ – коефіцієнт наповнення;

$B$ – маса транспортного засобу, т;

$B_{дв}$ – маса двигуна, кг.

### Тиск

$p_a$ – атмосферний тиск, кПа;

$p_c$ – тиск у кінці стиску, МПа;

$p_{max}$ – максимальний тиск згоряння, МПа;

$p_d$ – тиск на вході до дизеля, МПа;

$p_s$ – тиск наддувного повітря, МПа;

$p_т$ – тиск відпрацьованого газу у випускному колекторі, МПа;

$p_{m_e}$ – середній ефективний тиск, МПа;

$p_{m_i}$ – середній індикаторний тиск, МПа.

### Температура

$T_a$ – температура навколишнього середовища, К;

$T_d$ – температура на вході до дизеля, К;

$T_b$ – температура повітря після компресора, К.

### Витрати

$b$ – питома витрата палива, г/(кВт·год);

$G_{\text{пов}}$ – витрата повітря, кг/с.

### Механічні і фізичні властивості металів

$\sigma_{\text{в}}$ – тимчасовий опір розриву, МПа;

$\sigma_{0,2}$ – межа текучості умовна, МПа;

$\delta$ – відносне здовження після розриву, %;

$\psi$ – відносне звуження, %;

$\sigma_{-1}$ – межа витривалості при випробуванні на згинання з симетричним циклом навантаження, МПа;

$\tau_{\text{к}}$ – межа міцності при крученні, МПа;

$\tau_{-1}$ – межа витривалості при випробуванні на зминання з симетричним циклом навантаження, МПа;

$E$ – модуль пружності нормальний (Юнга), МПа;

$G$ – модуль пружності при зсуві крученням, МПа;

$\alpha_{\text{т}}$ – коефіцієнт термічного (лінійного) розширення, $\alpha_{\text{т}} \times 10^{-6}$, 1/°С

$\text{HRC}_{\text{э}}$ – твердість по Роквеллу, шкала С;

HRB – твердість по Роквеллу, шкала В;

HB – твердість по Бринеллю;

HV – твердість по Віккерсу.

### Марки сталей і сплавів

У позначенні марки перші дві цифри визначають середню наявність вуглецю у сотих долях відсотка. Літери за цифрами позначають:

С – кремній; Г – марганець; Н – нікель; М – молібден; П – фосфор; Х – хром; К – кобальт; Т – титан; Ю – алюміній; Д – мідь; В – вольфрам; Ф – ванадій; Р – бор; А – азот; Б – ніобій; Ц – цирконій.

Цифри, що стоять після літер, визначають наявність легуючого елемента у цілих одиницях. Відсутність цифри означає, що наявність цього елемента до 1,5 %.

## ПЕРЕДМОВА

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) у XXI сторіччі залишатимуться поза конкуренцією як найефективніші енергетичні засоби для приводу автономних силових установок на транспорті й будівництві, в сільському господарстві і для обслуговування військової техніки тощо.

Тому підготовка висококваліфікованих молодих спеціалістів з фахового напрямку "ДВЗ" визначатиме подальший технічний прогрес основних галузей народного господарства незалежної України.

Це потребує суттєвого підвищення якості підручників із базових розділів двигунобудування, перш за все – для системного вивчення та використання в навчальному процесі найновіших досягнень вітчизняних та закордонних провідних моторобудівних фірм при розробках конструкцій перспективних двигунів.

Саме такий підхід покладено в основу серії підручників з ДВЗ, підготовлених колективом авторів за редакцією професора А.П. Марченка та заслуженого діяча науки України професора А.Ф. Шеховцова. Більшість томів цієї серії видається вперше не тільки в Україні, а й у світовій освітянській практиці.

Серія підручників видана у шести томах.

Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин.

Том 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин.

Том 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ.

Том 4. Основи САПР ДВЗ.

Том 5. Екологізація ДВЗ

Том 6. Надійність ДВЗ.

Перший том присвячено конструюванню сучасних і перспективних двигунів.*

Основну увагу в першому томі приділено конструкціям ДВЗ для наземних транспортних машин (НТМ), які відрізняються дуже високим рівнем форсування щодо літрової потужності. Деталі, вузли, системи таких двигунів працюють в екстремальних умовах щодо механічних, теплових та інших навантажень, коли на перший план виходять усталеність матеріалів, корозійні, кавітаційні, вібраційні та радіологічні впливові фактори.

Забезпечення фізичної та параметричної надійності двигунів НТМ з урахуванням тенденції їх подальшого форсування являє собою найскладнішу проблему й потребує глибокого вивчення майбутніми інженерами-двигунобудівниками чинників можливого збільшення імовірності руйнувань та інших відказів форсованих перспективних ДВЗ, урахування їх при проектуванні нової моторної техніки.

У підручнику вперше у навчальній літературі висвітлено науково-технічні основи конструювання двигунів НТМ із заданим рівнем ресурсно-безвідмовних характеристик та параметричної стабільності при тривалій експлуатації.

Студенти отримують можливість використання досвіду кращих фірм щодо оптимізації конструкцій перспективної моторної техніки при розробці курсових, дипломних проектів, можливість порівняльних оцінок технічного рівня результатів проектування за показниками світового моторобудування. Перш за все це стосується величезного досвіду головного конструкторського бюро танкових двигунів (ХКБД) на чолі з генеральним конструктором України, заслуженим діячем науки і техніки, лауреатом державних премій, професором М.К. Рязанцевим.

У підручнику розглянуті тенденції розвитку двигунів НТМ і вимоги до них, у першу чергу до енергетичних, вагогабаритних показників, технологічності.

Вперше в навчальній літературі розглянуто проблему конструктивного забезпечення робочого процесу. Головну увагу приділено конструкціям вузлів та деталей двигунів НТМ оригінальної розробки, які забезпечують конкурентноздатність вітчизняних об’єктів на світових ринках військ-

* Особливості томів 2–6 розглянуто нижче, у передмовах до кожного з них

кової техніки.

Ретельно розглянуті конструкції систем двигунів НТМ. При цьому виділено ефективні засоби забезпечення відповідності цих систем жорстким вимогам до перспективних конструкцій ДВЗ НТМ, зокрема стосовно забезпечення високого тиску вприскування палива, ефективності турбокомпресора, зменшення нагароутворення у системі випуску, вентиляції картера, кавітаційної стійкості циліндрів, поліпшення запалювання палива в екстремальних кліматичних умовах.

Вперше запропоновані конструктивні схеми регулювання двигунів НТМ, у тому числі на основі електронно-комп'ютерного регулятора.

Вперше системно порівнюються конструктивні рішення двигунів НТМ 1– 4-ого поколінь, у тому числі нові модифікації форсованих дизелів вітчизняного виробництва.

У кінці кожного розділу наведені контрольні запитання.

Вступ підготовлений М.К. Рязанцевим; глава 1 – А.П. Марченком (розділ 1.1) та М.К. Рязанцевим (розділ 1.2); глава 2 – А.П. Марченком (розділ 2.1), М.К. Рязанцевим (розділи 2.2 та 2.3), А.Ф. Шеховцовим (розділ 2.4); глава 3 – М.К. Рязанцевим (розділи 4.1; 4.3 – 4.6), А.Ф. Шеховцовим (розділ 4.7); глава 5 – М.К. Рязанцевим

Автори вдячні шановним рецензентам рукопису підручника професорам В.М. Зайончковському та І.В. Пелепейченку за важливі рекомендації щодо поліпшення його якості.

Автори щиро вдячні за допомогу при підготовці підручника співробітникам ХКБД (м. Харків) та кафедри ДВЗ НТУ "ХПІ".

Особливу подяку автори висловлюють І.В. Риковій, Л.Т. Жиліній та І. Е. Усатій за велику роботу по комп'ютерному набору підручника.

Пропозиції та зауваження щодо підручника просимо направляти за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ", кафедра двигунів внутрішнього згоряння, E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

# ВСТУП

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння складають основу енергетики будь-якої країни. Тому підвищення їх технічного рівня й конкурентоспроможності є першочерговою задачею розвитку двигунобудування.

Особливу увагу приділено вимогам, що стосуються двигунів наземних транспортних машин (НТМ). Саме такі двигуни й визначають перспективи розвитку й модернізації військової техніки.

Конструктивні особливості двигуна залежать від його призначення. За способом використання двигуни поділяються на стаціонарні, суднові, тепловозні, автомобільні, авіаційні, НТМ та ін. Кожен з вказаних типів двигунів підкоряється загальним закономірностям розвитку двигунобудування та має власні специфічні особливості, що витікають з вимог споживачів. Наприклад, призначення двигуна диктує його компоновку, технологію виготовлення, організацію виробництва.

Двигун НТМ та його системи обумовлюють об’єм силової установки, який складає 30…40 % загального об’єму НТМ й визначає вимоги до компоновки, площі силуету, запасу ходу.

До двигунів НТМ ставляться й додаткові вимоги – висока габаритна потужність, багатопаливність, легкість пуску, низька питома вага, які для двигунів народногосподарського призначення не завжди є визначальними. Крім того, ці двигуни функціонують в екстремальних різко змінюваних умовах теплодинамічних навантажень, а також при великому запилюванні та перегріві навколишнього середовища. Тому двигуни народногосподарського призначення, як правило, не придатні для використання в НТМ. Створенням таких двигунів займаються спеціалізовані науково-дослідні інститути і конструкторські бюро.

Наша держава займає передові позиції у розвитку двигунів для НТМ.

Створення радянських швидкохідних транспортних дизелів пов'язують із Центральним інститутом авіаційного моторобудування - (ЦІАМ) , де в 1930 р. було відкрито відділи бензинових і нафтових двигунів, очолювані А.А. Мікуліним та А.Д. Чаромським відповідно.

Саме у відділі нафтових двигунів ЦІАМ було створено перший вітчизняний авіаційний дизельний двигун 12ЧН18/20, потім названий на честь головного конструктора Олексія Дмитровича Чаромського АЧ-30-6. Двигун мав потужність 735 кВт, перевершував за цим показником усі зарубіжні зразки авіадизелів, а за питомою вагою наблизився до найбільш доведених бензинових модифікацій двигунів для літаків. Цей двигун ставили на дальній бомбардувальник ТБ-7, створений під керівництвом А.М. Туполева, ескадрилья яких 11 серпня 1941 року здійснила один з перших нальотів на фашистів у Берліні.

Початок робіт зі створення швидкохідних дизелів для НТМ відноситься до 1932 року, коли Управління механізації й моторизації РСЧА видало завдання дизельному відділу Харківського паровозоремонтного заводу (ХПРЗ) на розробку швидкохідного дизеля для військової техніки, названого спочатку БД-2. Група конструкторів під керівництвом К.Ф. Челпана з використанням досвіду ЦІАМ розробила чотиритактний, V-подібний, 12-циліндровий дизель діаметром циліндра $D$ = 150 мм і ходом $S$ = 180 мм, потужністю 295 кВт.

Аналогічні роботи проводилися в Українському науково-дослідному інституті авіаційних дизелей (м. Харків) під керівництвом Я.М. Майєра. Розроблений швидкохідний дизель мав позначення АД-1. Пізніше, враховуючи паралелізм у роботі цих колективів, інститут став відділом ХПРЗУ 1937 році дизель БД-2 пройшов випробування на літаку Р-5 та машині БТ-7м. У зв'язку з успішним завершенням випробувань більш потужного авіадизеля АЧ-30Б роботи ХПРЗ були зосереджені тільки на завданнях відносно НТМ.

У 1938 році після успішно проведених випробувань дизель розробки харківських моторобудівників потужністю 368 кВт отримав позначення В-2 й був рекомендований до серійного виробництва.

Вперше у світовій практиці дизельний двигун використовувався у силовій установці НТМ.

Дизель В-2 не мав аналогів у світовому моторобудуванні. Величезні переваги з тактико-технічних характеристик над іноземними моторами пояснювалися, по-перше, тим, що він розроблявся саме як двигун для НТМ і, по-друге, цей дизель мав вирішальні переваги перед бензиновими двигунами щодо запасу ходу, пожежної безпеки, багатопаливності. Іноземні спеціалісти, не маючи необхідного досвіду, так і не створили за роки Другої світової війни надійного дизельного двигуна власної конструкції. Танк Т-34 з двигуном В-2 було визнано кращим серед армій світу.

Правильність і прогресивність запропонованих конструктивних рішень відносно двигуна В-2 підтверджується тим, що історія сучасної техніки не знає прикладів майже семидесятирічного життєвого циклу двигуна. Модифікації дизеля В-2 використовуються і у теперішній час у різних вітчизняних транспортних засобах.

Після війни у провідних країнах для НТМ розроблено сучасні дизельні двигуни: США – чотиритактний FVDS-1700-2A потужністю 550 кВт; Німеччина – чотиритактний MB838-CaM500 потужністю 610 кВт; Франція – чотиритактний HS-100 потужністю 530 кВт; Англія – двотактний L-60Мк7 потужністю 500 кВт; Японія – двотактний 10ZF21WT потужністю 640 кВт. Вказані дизелі були використані на НТМ другого післявоєнного покоління.

В Україні для НТМ другого покоління розроблено новий (двотактний, п’ятициліндровий, з зустрічно-рухомими поршнями, багатопаливний, з наддувом, безпосереднім вприскуванням палива, з водяним охолодженням) дизель, який отримав марку – двигун 5ТДФ. Принципова відміна цього двигуна від інших полягає у малій висоті, великій габаритній потужності, невеликій тепловіддачі, малій вазі, що й дозволило створити принципово нову силову установку з ежекційною системою охолодження і поперечним розташуванням двигуна у моторно-трансмісійному відділенні (МТВ).

Вітчизняний і зарубіжний досвід свідчить, що покоління НТМ розвивається у термін 25…30 років, після чого здійснюється їх заміна на нову техніку з більш прогресивними характеристиками.

У провідних промислово розвинених країнах у 80-ті роки минулого сторіччя почалася розробка НТМ третього покоління, для яких створювалися двигуни з потужністю 880…1100 кВт. Зараз вже створюються перспективні двигуни четвертого покоління НТМ, ще більш форсовані за літровою потужностю.

Таким чином, за минулі 50 років потужність двигунів для НТМ збільшилася у 2,5…3 рази при незначній зміні їхніх габаритів, що вимагало розробки конструкторських засобів для забезпечення високого рівня робочих параметрів і надійності, для підвищення технічного рівня і конкурентоспроможності дизелів.

Узагальненню досвіду створення сучасних двигунів для НТМ і присвячений цей підручник, перший на теренах України.

# Глава 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

## 1.1. Вимоги до двигунів НТМ

До двигунів наземних транспортних машин для військової техніки ставляться специфічні вимоги, які постійно уточнюються у зв'язку із зміною функцій НТМ, в першу чергу вимоги щодо рухомості.

Розглянемо основні з цих вимог.

*Питома потужність або енергоозброєність* являє собою відношення потужності двигуна до маси транспортного засобу, кВт/т:

$$q = P_e / B . \qquad (1.1)$$

За роки створення НТМ відмічено постійну тенденцію зростання їх енергоозброєності: у 40-х роках минулого сторіччя вони мали питому потужність 8…10 кВт/т, тоді як сьогодні – 20 кВт/т й більше. Тобто за останні 50…60 років питома потужність зросла у 2…2,5 рази. Враховуючи, що одночасно збільшилася маса самих НТМ, необхідна агрегатна потужність двигуна сягнула за ці роки на 250…300 % і складає 880…1100 кВт. Для більш раціонального використання такої високої агрегатної потужності гальмівна потужність двигуна повинна складати не менш 50 % від ефективної.

*Економічність двигуна* звичайно оцінюється величиною питомої ефективної витрати палива на номінальному режимі, що для поршневих двигунів складає 218…245, у газотурбінних – 300…315 г/(кВт·год). Однак шляхова економічність не ототожнюється з номінальним режимом, а залежить від характеру графіка питомої витрати палива при різних частотах обертання й навантаження. Для отримання прийнятих шляхових витрат палива його питома витрата при 50 %-му навантаженні не повинна пере-

вищувати більш ніж на 30 % питому ефективну витрату палива на номіналі.

*Габарити двигуна* суттєво впливають на загальну компоновку НТМ. Двигун з системами займає близько 25…40 % її внутрішнього об'єму, тому відмічається постійне прагнення до зменшення об'єму двигуна. При цьому вирішальним розміром двигуна є його висота, що, в свою чергу, обумовлює силует машини.

*Маса двигуна* складає 2,5…5 % від загальної маси НТМ і впливає на напруженість у районі МТВ (моторно-трансмісійного відділення). Із збільшенням агрегатної потужності зростає маса силової установки. Ефективність конструкторських рішень щодо маси оцінюється питомою масою, що являє собою відношення маси двигуна до потужності, тобто

$$\gamma_{\text{дв}} = B_{\text{дв}} / P_e. \qquad (1.2)$$

*Тепловіддача від двигуна* обумовлює габарити систем МТВ.

У поршневих чотиритактних двигунів тепловіддача складає 15… 25 % від введеної теплоти, а у газотурбінних – лише 2…3 %. Двотактні поршневі двигуни з протилежними рухами поршнів мають менші втрати теплоти у систему охолодження (до 17 %) завдяки перевагам такої схеми двигунів (відсутність кришок циліндрів, складені поршні, малі поверхні тепловіддачі). Рівень тепловіддачі сучасних вітчизняних двотактних двигунів складає 1,58…1,60 МДж/(кВт·год) проти 2…2,10 МДж/(кВт·год) у чотиритактних двигунів. Ефективність рішень по двигуну разом з МТВ оцінюється комплексним показником – питомою потужністю МТВ (кВт/м$^3$)

$$q_{\text{пит}} = P_e / V_{\text{мтв}}, \qquad (1.3)$$

де $V_{\text{мтв}}$ – об'єм МТВ.

Питома потужність МТВ сучасних НТМ повинна бути не менше 200 кВт/м$^3$.

*Характер протікання зовнішньої характеристики двигуна* суттєво впливає на середню швидкість НТМ, шляхову економічність, стомлюваність екіпажу. З форсуванням двигуна погіршуються показники зовнішньої характеристики щодо крутного моменту, бо виникають труднощі постачання двигуна повітрям на всіх режимах експлуатації. Поліпшення зовні-

шньої характеристики дизеля досягається формуванням законів її протікання шляхом керування подачами палива і повітря.

*Багатопаливність* – одна з важливих експлуатаційних характеристик двигуна НТМ. Такий двигун повинен надійно (стабільно) запускатися й працювати на дизельному паливі, бензині, керосині та їхніх сумішах без суттєвого погіршення робочих параметрів і надійності. Операція його переводу на будь-який вид палива повинна бути простою і технологічною.

*Пуск двигуна* визначає оперативність використання НТМ. Розрізняють холодний пуск та пуск із підігрівом. Холодний пуск повинен реалізовуватися до температури навколишнього середовища не нижче мінус 25 °С за термін не більше 30 с. Час підготовки двигуна до пуску та його запуск при $t_0$ = –40 °С повинен тривати не більше 20 хв.

*Кліматична пристосованість* забезпечує надійну роботу двигуна з потрібними його параметрами ($p_e$, $M_e$, $n$) в екстремальних умовах при таких показниках:

- температура навколишнього середовища ±50 °С;
- висота над рівнем моря до 3 км;
- запиленість на вході у двигун 2 мг/м$^3$;
- протитиск на випуску до 0,03 МПа;
- опір на впуску до 0,016 МПа.

*Строк службі двигуна* залежить від рівня його форсування. Строк комерційної гарантії для всіх типів двигунів НТМ однаковий, забезпечення його для двигунів з різним рівнем форсування потребує реалізації різних конструктивних та технологічних заходів щодо забезпечення потрібної надійності: фізичної та параметричної. Двотактні двигуни у порівнянні із чотиритактними мають більш складну конструкцію, більш трудомісткі у доведенні. Однак переваги, які вони забезпечують НТМ, цілком виправдовують витрати на їх виготовлення.

*Рівень контролепридатності* повинен забезпечити отримання у процесі експлуатації інформації для оцінок технічного рівня двигуна без зняття його з НТМ.

*Ремонтопридатність* характеризує якість двигуна щодо його пристосованості до попередження, виявлення та ліквідації відказів та несправностей шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів, в тому числі планових.

Рівень ремонтопридатності оцінюється у процесі випробувань і капітального ремонту. Витрати на відновлення деталей не повинні перевищувати 30 % вартості нового двигуна.

*Технологічність конструкції двигуна* визначається у процесі експлуатації та виготовлення. Виробнича технологічність оцінюється витратами у процесі виготовлення. Узагальнюючим критерієм технологічності слід вважати питому вартість, тобто грошовий еквівалент вартості 1 кВт:

$$q_{\text{варт}} = \text{Ц}/P_e\,. \tag{1.4}$$

*Уніфікація двигунів* відтворюється у багатократному повторенні в їх конструкції одних і тих же елементів, що сприяє скороченню номенклатури оброблювального, вимірювального і монтажного інструментів, спрощує експлуатацію і ремонт двигунів.

Ступінь уніфікації оцінюється:

- коефіцієнтом застосування, який характеризує ступінь насиченості вузлів стандартними, покупними елементами,

$$K_{\text{з}} = \left(N - N_{\text{о}}\right)/N\,, \tag{1.5}$$

де $N$ – загальна кількість типорозмірів вузлів; $N_{\text{о}}$ – кількість оригінальних типорозмірів;

- коефіцієнтом повторення, що являє собою кількість вузлів, що припадає на один типорозмір, %

$$K_{\text{п}} = n_{\text{с}}/N\,, \tag{1.6}$$

де $n_{\text{с}}$ – кількість складених елементів.

Ці коефіцієнти для двигунів НТМ знаходяться на рівні 10…15 та 2…5 % відповідно.

*Використання двигунів НТМ у галузях народного господарства* розглядається як важливий критерій конверсійності цих двигунів.

Основні споживачі цих двигунів:

- залізничний транспорт (сюди постачаються до 35 % за потужністю цієї конверсійної продукції у діапазоні 1475…3000 кВт);
- морський флот (20 % випуску у діапазоні 3500…15000 кВт);
- нафтова, газова промисловість (12 % випуску, потрібні потужності до 3000 кВт в агрегаті);

- великовантажний автотранспорт і різні види будівельно-дорожних машин (8 % випуску у діапазоні 200…1200 кВт);
- стаціонарна й рухома енергетика (5 % випуску у діапазоні від 8 кВт до кількох тисяч);
- інші галузі народного господарства (до 20 % випуску).

Треба враховувати, що двигуни НТМ як форсовані, мають обмежений строк службі, тому можуть використовуватися в галузях народного господарства тільки після дефорсування. Виходячи з реальних потужностей, дефорсовані двигуни можуть застосовуватися на великовантажних автомобілях, стаціонарних і рухомих установках, у нафтовій та газовій промисловості.

Такий підхід до конверсії дозволяє вважати двигуни НТМ універсальними.

*Можливість створення ряду (сімейства) двигунів вимагає* рішень, які її реалізують. Двигунобудівні фірми дотримуються єдиного принципу розгортання двигунів у ряд, коли при однаковій розмірності потужнісний ряд забезпечується за рахунок кількості циліндрів, тиску наддуву й частоти обертання колінчастого вала. Такий спосіб створення ряду дозволяє скоротити номенклатуру двигунів, забезпечити їх обслуговування, зменшити перелік запасних деталей та ін., максимально підвищити ефективність ремонтних баз, поліпшити якість навчання обслуговуючого персоналу.

*Додатковий відбір потужності* для приводу допоміжних агрегатів визначає важливу вимогу до двигунів НТМ.

Мова йде про те, що такий двигун повинен:

- легко й швидко демонтуватися з об’єкта;
- не створювати перешкод радіоапаратурі та комп'ютерним засобам;
- виготовлятися із матеріалів з малою здатністю поглинати радіоактивне випромінювання;
- виготовлятися із вітчизняних матеріалів та на вітчизняному обладнанні й т. ін.

Аналіз наведених вимог до двигунів для НТМ дозволяє оцінити їх складність і суперечність. Нові розробки, про які розповідатиметься далі, повинні мати дуже високі рівні параметрів з урахуванням усіх взаємозв’язків між цими вимогами до НТМ.

## 1.2. Сучасний стан та тенденції подальшого розвитку двигунів для НТМ

Порівняння двигунів відбувається за енергетичними, вагогабаритними й технологічними показниками.

Основні параметри двигунів подані у табл. 1.1; в ній наведені у хронологічній послідовності двигуни ряду фірм, як розробників, так і виробників.

### 1.2.1. Енергетичні показники

До найважливіших енергетичних показників відносяться ефективна агрегатна й гальмуюча потужності, питома ефективна витрата палива, середній ефективний тиск і т.д. Визначальною все ж є ефективна потужність.

Відомо, що ефективна потужність двигуна, кВт

$$P_e = \frac{p_{me} V_s z n}{60 \cdot i} 10^{-3}. \qquad (1.7)$$

Оскільки $n = 30 \cdot v_m / S$, а робочий об'єм $V_s = 0{,}785 \cdot D^2 S$, то маємо

$$P_e = 0{,}392 \frac{z}{i} D^2 p_{me} v_m 10^{-3}. \qquad (1.8)$$

Бачимо, що підвищення ефективної потужності потребує збільшення будь-яких параметрів (факторів), які наведені у чисельнику формули (1.8).

Розглянемо шляхи посилення цих факторів впливу на рівні $P_e$.

1. *Середній ефективний тиск*

Найбільш доцільним для підвищення агрегатної потужності є нарощування середнього ефективного тиску, який за останні 70 років підвищився у 3,5…3,7 рази (рис.1.1).

Оцінка можливого рівня підвищення середнього ефективного тиску свідчить, що існують раціональні границі такого збільшення.

Характер зміни середнього ефективного тиску від частоти обертання і діаметра циліндра показаний на рис.1.2, з якого маємо, що у сучасних чотиритактних двигунів НТМ з діаметром циліндра від 150…300 мм і відповідно з номінальною частотою обертання колінчастого вала від 2200 до 1000 хв$^{-1}$ значення середнього ефективного тиску складає 1,6…2,4 МПа.

Таблиця 1.1 – Основні параметри двигунів НТМ, виготовлених у деяких країнах

| Показники | Німеччина | | | США | | Англія | | | Франція | | Японія | Швеція | Швейцарія |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Характеристики двигуна | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| Позначення двигуна | MB838 Ca500 | MB873 Ka501 | MB883 Ka500 | AVDS 1790-2A | AGT 1500 | L-60 MK8 | L60 | CV-12-1200A | HS-110-2S | V8× 1500 | 10ZF-22 | K-60 +ГТД | MB-873 |
| Завод - виробник | МТИ | | | Континенталь | Лайко-Мінг | Лейланд | | Ролс Ройс | Іспано Сюиза | Гіпербар | Мицубісі | Ролс Ройс | МТИ |
| Початок серійного виробництва | 1965 | 1980 | Дослідний | 1961 | 1982 | 1963 | 1965 | 1983 | 1966 | Дослідний | 1967 | 1967 | 1971 |
| Тип двигуна | 4 р | 4 р | 4 р | 4 п | ГТД р | 2 р | 2 р | 4 р | 4 р | 4 р | 2 п | 2 р ГТД | 4 р |
| Діаметр циліндра, мм | 165 | 165 | 144 | 146 | – | 117,5 | 117,5 | 135 | 145 | 142 | 135 | 87,3 | 165 |
| Хід поршня, мм | 175 | 175 | 140 | 146 | – | 2×146 | 2×146 | 152 | 145 | 130 | 150 | 2×91,4 | 175 |
| Кількість та розташування циліндрів | 10 V-90° | 12 V-90° | 12 V-90° | 12 V-90° | – | 6 ПРП | 6 ПРП | 12 V-60° | 12 Оппоз. | 8 V-90° | 10 V-90° | 6 ПРП | 8 V-90° |
| Робочий об’єм, л | 37,4 | 47,6 | 27,4 | 29,35 | – | 19,08 | 19,08 | 26,11 | 28,73 | 16,5 | 21,5 | 6,57 | 30 |

Продовження табл. 1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Енергетичні показники | | | | | | | | | | | | | |
| Ефективна потужність, кВт | 610 | 1100 | 1100 | 552 | 1100 | 552 | 496 | 882 | 588 | 1100 | 640 | 177 | 485 |
| Середній ефективний тиск, МПа | 0,91 | 1,07 | 1,75 | 0,96 | – | 0,845 | 0,77 | 1,76 | 1,02 | 3,2 | 0,81 | 0,78 | 0,91 |
| Питома витрата палива, г/(кВт·год) | 252 | 246 | 240 | 254 | 301 | 246 | 246 | 220 | 245 | 233 | 254 | 252 | 250 |
| Частота обертання колінчастого вала, $хв^{-1}$ | 2200 | 2600 | 3000 | 2400 | – | 2100 | 2250 | 2300 | 2400 | 2500 | 2200 | 3750 | 2200 |
| Середня швидкість поршня, м/с | 12,8 | 15,2 | 13,6 | 11,6 | – | 10,2 | 11,0 | 11,6 | 11,6 | 10,8 | 11,0 | 11,4 | 12,8 |
| Дійсний ступінь тиску | 19,5 | 18,0 | 16,0 | 16,1 | – | 16,7 | 16,7 | 12,0 | 19,5 | 8,0 | 18,7 | 15,8 | 19,5 |
| Коефіцієнт надлишку повітря | 1,91 | 2,02 | 1,97 | 1,68 | 4,10 | 1,70 | 1,70 | 2,10 | 1,60 | – | – | – | – |
| Тиск наддуву, МПа | 0,22 | 0,25 | 0,29 | 1,9 | $\pi_к$ = 14,5 | 0,145 | | 0,30 | 0,18 | – | – | – | – |

Закінчення табл. 1.1

| 1 | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Вагогабаритні показники | | | | | | | | | | | | | | |
| Габарити | Довжина, мм | 1550 | 1700 | 1560 | 1980 | 1685 | 1370 | 1370 | 1459 | 1563 | 1375 | 1456 | 1170 | 1270 |
| | Ширина, мм | 1335 | 1970 | 940 | 1960 | 991 | 986 | 986 | 1270 | 1240 | 1462 | 1727 | 750 | 1060 |
| | Висота, мм | 955 | 1100 | 660 | 1122 | 846 | 1163 | 1163 | 1182 | 830 | 905 | 1092 | 830 | 1090 |
| Габаритний об'єм, $м^3$ | | 1,98 | 3,68 | 0,97 | 4,35 | 1,39 | 1,57 | 1,57 | 2,18 | 1,6 | 1,82 | 3,7 | 0,73 | 1,4 |
| Габаритна потужність, $кВт/м^3$ | | 306 | 299 | 1130 | 1,26 | 793 | 352 | 316 | 403 | 368 | 609 | 173 | 254 | 346 |
| Маса, кг | | 1920 | 2590 | 1360 | 2053 | 1137 | 1928 | 1928 | 1888 | 1426 | 1650 | 2218 | 757 | 1500 |
| Питома маса, кг/кВт | | 3,14 | 2,35 | 1,23 | 3,72 | 1,02 | 3,50 | 3,88 | 2,14 | 2,42 | 1,5 | 3,47 | 4,20 | 3,08 |

Примітка: ГТД – газотурбінний двигун; р – рідинне охолодження; п – повітряне охолодження.
ПРП – протилежно рухомі поршні; Оппоз. – оппозитне розташування. V-подібне розташування

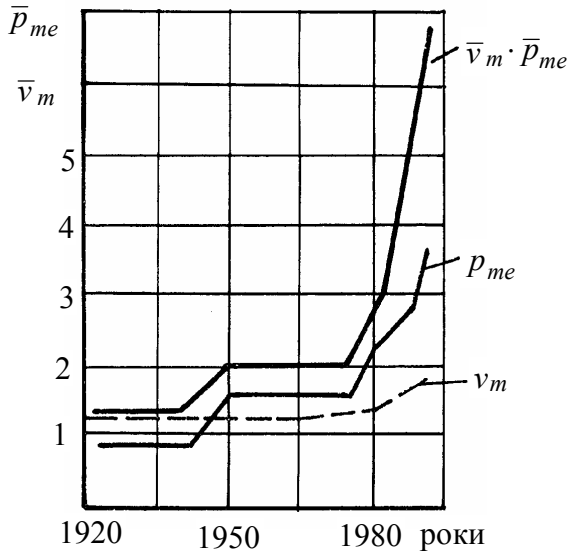



*Рисунок 1.1 – Зміна середнього ефективного тиску і середньої швидкості поршня за роками (у відносних одиницях)*

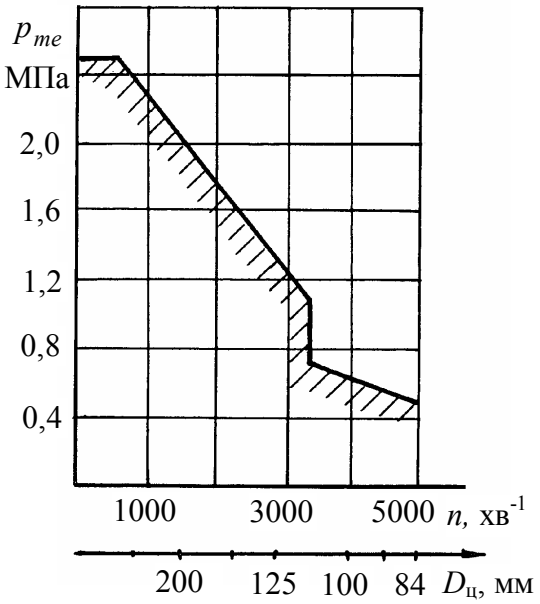



*Рисунок 1.2 – Залежність середнього ефективного тиску чотиритактних двигунів від частоти обертання колінчастого вала й діаметра циліндра*

В останні роки вітчизняні й зарубіжні фірми працюють у напрямку підвищення середнього ефективного тиску. У лабораторії науково-дослідного інституту BICERI (Англія) проводяться пошукові роботи щодо створення двигуна із середнім ефективним тиском близько 4 МПа. Однак існує ряд факторів, що стримують зростання ефективного тиску:

- збільшення максимального тиску згоряння;
- погіршення пускових якостей двигуна внаслідок зниження ефективного ступеня тиску;
- відсутність агрегатів наддуву з високими напірними характеристиками.

У сучасних двигунів для НТМ середній ефективний тиск дорівнює:

у двотактних дизелів 0,77…1,57 МПа;

у чотиритактних дизелів 0,95…1,76 МПа.

За реалізованим рівнем середнього ефективного тиску двотактні двигуни вітчизняної розробки не мають аналогів у зарубіжжі.

2. *Середня швидкість поршня*

Вона характеризує механічне навантаження елементів циліндро-поршневої групи й використовується як критерій оцінки їх зносостійкості й строку служби. Мінімальні строки служби – у двигунів НТМ з $v_m$ = 11…13,8 м/с. Максимальні – у суднових тихохідних дизелів з $v_m$ = 4…6,5 м/с.

Збільшення частоти обертання колінчастого вала (або середньої швидкості поршня) є найбільш простим способом збільшення агрегатної потужності. Однак, як це бачимо з рис.1.1, цей підхід не отримав поширення з ряду причин:

а) ще не досягнуто рівня технології таких пар тертя, у яких забезпечується регенерація мастильної плівки;

б) ще не досягнуто конструктивної міцності сучасних конструкційних матеріалів, яку оцінюють показником питомої міцності $\sigma_{час}/\gamma$ й питомої жорсткості $E/\gamma$; з цієї точки зору прогресивними є сплави на основі титану та берилію (наприклад при заміні матеріалу шатуна зі сталі на титановий сплав за умов рівних деформацій можливе підвищення $v_m$ на 17 %);

в) зростає рівень динамічних навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму.

Для порівняльної оцінки навантажень використовується критерій динамічності, м$^2$/хв$^2$

$$a = \frac{S}{D} D^2 \, n \, k \cdot 10^{-3},$$

де $k$ – коефіцієнт, що характеризує складність конструкції поршня ($k$ = 1 для монометалічного, наприклад, поршня; $k$ = 1,3 для складеного поршня).

Освоєна величина вказаного критерію складає: в Україні – 108… 150 м$^2$/хв$^2$; в Німеччині –в США – 126…136 м$^2$/хв$^2$.

Більші значення критерію динамічності свідчать про більш якісну технологію їх виготовлення й про стабільність механічних властивостей матеріалів.

1. *Діаметр циліндра*

Такий діаметр є визначальним розміром при проектуванні двигуна й суттєво впливає на перспективи його розвитку. Зі збільшенням діаметра

циліндра, як це бачимо із залежності (1.8), потужність зростає пропорційно квадрату діаметра циліндра. Однак при цьому збільшується теплонапруженість поршневої групи, що визначає надійність двигуна. З метою прогнозування надійності й об'єктивної оцінки завантаженості поршневої групи використовуються критерії:

- критерій Гинцбурга – потужність, віднесена до діаметру поршня, $P_{De}$, кВт/дм;
- поршнева потужність, тобто потужність, віднесена до площини поршня, $P_{e_{\text{п}}}$, кВт/дм;
- літрова потужність, тобто потужність, віднесена до робочого об'єму, $P_{e_{\text{л}}}$, кВт/л;
- циліндрова потужність, або потужність, яку знімають з одного циліндру, $P_{e_{\text{цил}}}$ кВт/цил;
- критерій Костіна

$$q_{\text{п}} = a\left(\frac{D}{\phi_c p_{\text{в}}}\right)^{0,38} v_m^{0,5}\left(p_{me} b \frac{T_b}{T_a}\right)^{0,88}, \qquad (1.9)$$

де $a$ – коефіцієнт, який залежить від тактності двигуна ($a$ = 1 для чотиритактних двигунів; $a$ = 1,2 – для двотактних двигунів).

Різноманітність умов і факторів, що впливають на теплонапруженість, утруднюють отримання універсального критерію оцінки теплової напруженості поршня. Найбільш поширенним при оцінці завантаженості поршневої групи є критерій літрової потужності, оцінюючий ефективність використання робочого об'єму циліндра. В практиці сучасного двигунобудування для машин наземного транспорту (НТМ) освоєні рівні літрових потужностей вкладаються у такі межі:

вітчизняні чотиритактні двигуни – 16…19 кВт/л;

вітчизняні двотактні двигуни – 36…54 кВт/л;

зарубіжні чотиритактні двигуни – 23…34 кВт/л;

зарубіжні двотактні двигуни – 29…39 кВт/л.

Вітчизняні чотиритактні двигуни, як бачимо, за рівнем форсування поступаються зарубіжним зразкам, тоді як наші двотактні двигуни перевищують зарубіжні аналоги у 1,5…2,5 рази.

Двотактні зарубіжні двигуни НТМ мають діаметри циліндрів від 117,5 до 135 мм, чотиритактні – 135…170 мм. Вітчизняні двотактні двигуни аналогічного призначення мають розміри циліндру 120 мм, а чотиритактні – 150 мм. Указані розміри забезпечують прийнятну величину термічної напруженості, значну жорсткість конструкції, вдалу організацію робочого процесу.

4. *Хід поршня*

Хід поршня, як відомо, пов'язаний з його діаметром.

У виконаних конструкціях двигунів НТМ відношення ходу поршня до діаметру ($S / D$) укладається у межі 1…1,2. Відмічено прагнення до зменшення $S / D$ при збільшенні літрової потужності з метою збільшення жорсткості колінчастого валу. Найбільше розповсюдження отримали двигуни з $S/D \approx 1{,}0$.

5. *Літраж двигуна*

Діаметр циліндра, хід поршня й кількість циліндрів визначають літраж двигуна.

До недавнього часу існувала думка щодо того, аби забезпечити необхідну прийнятність двигуна, потрібно, щоб одиниці маси НТМ у тонах відповідав би літр робочого об'єму двигуна. Автори цієї концепції (фірма MTU, Німеччина) розробили двигун MB873-Ka501 з робочим об'ємом 47,6 л при масі машини 55, 2 т. При цьому об'єм МТВ разом з запасом палива складає 7,3 м$^3$, що більше, ніж у вітчизняних розробках у 2,5…3 рази. Тому для перспективних розробок ця фірма створила двигун нової розмірності ($D$ = 144 мм, $S$ = 140 мм) – MB883Ka500 з робочим об'ємом 27,4 л при рівні літрової потужності 40 кВт/л, що забезпечило зменшення МТВ на 2,53 м$^3$. Таким чином, визначальним при виборі літражу двигуна є забезпечення допустимого рівня тепломеханічних навантажень з метою отримання мінімальних габаритів двигуна і МТВ.

На вітчизняних і зарубіжних двигунах кількість циліндрів не перевищує дванадцяти. Циліндри мають V-подібне розташування переважно з кутом розвалу 90 град. Незалежно від кількості циліндрів це скорочує висоту двигуна, незважаючи на нерівномірність чергування спалахів, що при цьому виникає.

Циліндри двотактних двигунів з поршнями, що протилежно рухаються, розташовуються вертикально (Англія) або горизонтально, що більш сприятливо, оскільки дозволяє суттєво зменшити висоту МТВ.

6. *Тактність двигуна*

У НМТ використовуються двотактні, чотиритактні й газотурбінні двигуни, кожний з яких має свої переваги і недоліки. Оцінка ефективності використання кожного типу двигунів повинна здійснюватися за об'ємом МТВ, шляховою паливною економічністю, пусковими якостями, технологічністю та рядом інших критеріїв, які будуть розглянуті далі.

7. *Питома ефективна витрата палива*

Для сучасних НТМ паливна економічність має принципове значення, оскільки вона визначає запас ходу й завантаження засобів технічного забезпечення горюче-мастильними матеріалами. Питомі ефективні витрати палива поршневих двигунів на режимі номінальної потужності суттєво не відрізняються одна від одної й складають 218…245 г/(кВт·год), що краще у порівнянні із ГТД у 1,3…1,4 рази. Підкреслимо, що шляхова економічність (витрата палива на 100 км) НТМ з ГТД ще суттєвіше (1,7…2 рази) гірша, ніж з поршневим ДВЗ. Тому транспортні засоби з ГТД за сумарним об'ємом МТВ разом із запасом палива, яке возиться, не мають переваг перед поршневими ДВЗ.

8. *Стендова і об'єктова потужність*

Порівняння двигунів за потужнісними й питомими показниками здійснюється, орієнтуючись на стендову потужність, яку вимірюють (або перераховують) у нормальних умовах:

- температура повітря на вході у двигун

  поршневий $t_a = 20$ °С;

  ГТД $t_a = 15$ °С;

- атмосферний тиск $p_a = 0{,}1$ МПа;
- опір повітря на вході у двигун $\Delta p_a = 0$;
- опір газів на виході з двигуна $\Delta p_д = 0$.

При розташуванні на НТМ його стендова потужність зменшується до об'єктової за таких причин:

а) існування опору повітря на вході в компресор, що обумовлено наявністю повітроочисника ($\Delta p_{\text{всос}}$);

б) існуванням опору газам на виході з двигуна, що обумовлено наявністю ежекційної системи охолодження або конструктивними особливостями реальної випускної траси ($\Delta p_{вип}$);

в) відбором частки повітря після компресора на потреби об'єкта ($\Delta p_{пов}$);

г) наявністю привода вентилятора для систем охолодження об'єкта ($\Delta p_{вент}$).

Стендова й об'єктова потужності пов'язані такою залежністю:

$$P_{e_{об}} = P_{e_{ст}} - \Delta p_{всос} - \Delta p_{вип} - \Delta p_{пов} - \Delta p_{вент}, \quad (1.10)$$

або

$$P_{e_{об}} = (0{,}82\ldots0{,}87)P_{e_{ст}}. \quad (1.11)$$

Об'єктовій потужності відповідає об'єктова питома витрата палива, яка характеризує не рівень розробки саме двигуна НТМ, а якість конструкторських проробленъ систем обслуговування двигуна.

9. *Гальмова потужність*

Рухомість об'єкта визначається прискоренням розгону і гальмування, які залежать від ефективної й гальмівної потужностей двигуна. Рівень гальмової потужності поршневого двигуна при виключеній паливоподачі

$$P_{гал} = P_{двиг} + P_{агр.над}, \quad (1.12)$$

де $P_{двиг}$ – потужність опору поршневої групи двигуна при обертанні його коленвалу від стороннього джерела; $P_{агр.над}$ – потужність, що споживається агрегатами наддуву.

Компресор наддувочного повітря двотактного двигуна НТМ має механічний зв'язок з поршневим двигуном; їхні потужності при гальмуванні підсумовуються й складають 50…60 % від ефективної потужності, тобто

$$P_{гал.двот} = (0{,}5\ldots0{,}6)P_e. \quad (1.13)$$

У чотиритактних двигунах агрегати наддуву мають газовий зв'язок із поршневою групою двигуна, тому гальмова потужність у них менша, ніж у двотактних, тобто

$$P_{гал.чот} = (0{,}1\ldots0{,}15)P_e. \quad (1.14)$$

У ГТД

$$P_{\text{гал.ГТД}} = (0{,}4\ldots0{,}47)P_e. \qquad (1.15)$$

При цьому в ГТД заданий рівень гальмової потужності забезпечується подачею газу на задню стінку лопатки (спинку), що потребує відповідної витрати палива. Ця обставина є однією з причин погіршення шляхової економічності ГТД у порівнянні з поршневим двигуном.

10. *Дійсний ступінь стиску*

Оптимальним ступенем стиску при обраних тиску наддуву й рівні максимального тиску згоряння слід вважати такий, що забезпечує максимум ефективного коефіцієнта корисної дії.

Ефективний ККД двигуна з наддувом

$$\eta_e = \eta_i\eta_м(1+ \delta_{\text{турб}} - \delta_{\text{комп}}), \qquad (1.16)$$

де $\delta_{\text{турб}}$, $\delta_{\text{комп}}$ – відповідно, відносні потужності турбіни і компресора наддуву.

Індикаторний ККД двигуна при забезпеченні стабільного максимального тиску згоряння мало залежить від ступеня стиску. За даними Д.А. Портнова, перехід від ступеня стиску 12,4 до 10,0 при $p_{\max}$ = const призводить до зменшення індикаторного ККД з 0,436 до 0,430.

Вплив ступеня стиску на середній тиск тертя, який визначає ККД, за даними того же Д.А. Портнова, коректно апроксимується залежністю:

$$P_{\text{терт}} = P_{\text{терт.}0} + 0{,}07(\varepsilon - \varepsilon_0), \qquad (1.17)$$

де $P_{\text{терт.}0}$ – середній тиск тертя при $\varepsilon_0 = 10$.

Отже, для зменшення потужності механічних втрат доцільно зменшувати ступінь стиску. Але слід враховувати, що при зменшенні ε погіршуються пускові якості двигуна, тому вибір ε здійснюють з урахуванням усієї різноманітності факторів, що впливають на паливну економічність, надійність, експлуатаційні якості двигуна НТМ.

У сучасних двигунах для НТМ ступінь стиску ε обирають в межах $7{,}8 \le \varepsilon \le 22$.

Більші рівні (ε = 19…22) відносяться до двигунів із розділеною камерою згоряння (наприклад, двигуни MB873, MB838) та з камерою згоряння перемінного об’єму (наприклад, дизель AVSR-1100-3); всі такі дви-

гуни мають помірні тиски наддуву ($p_a$ = 0,18…0,22 МПа), що робить можливим суттєве підвищення в них ступеня стиску ε.

Нижчі рівні (ε = 13…16) мають двигуни із збільшеним тиском наддуву ($p_a \geq 0{,}3$ МПа).

Найменший рівень (ε = 7,8) серед порівнюваних двигунів НТМ має французький двигун "Гіпербар", що має тиск наддувного повітря $p_a$ = 0,8 МПа й спеціальну систему пуску.

На вітчизняних серійних двигунах НТМ ступінь стиску ε вкладається у межі 14…16,5, а на дослідних зразках дещо знижена до 12…13.

11. *Коефіцієнт надлишку повітря*

Коефіцієнт надлишку повітря α впливає перш за все на індикаторні показники двигуна, а також на середню температуру робочого циклу, локальні температури у камері згоряння.

Із збільшенням α поліпшуються умови вигоряння палива, тому зростає $\eta_i$ і падає температура відпрацьованих газів. Однак у дизелях з наддувом при зростанні коефіцієнта надлишку повітря зростають витрати потужності на привід компресора, що знижує механічний ККД $\eta_м$. Оптимальним вважають для поршневих двигунів різних типів α = 1,6…2,2. У ГТД α = 3,8…4,2, що спричиняє збільшення габаритів повітроочисника й зниження коефіцієнта очищення повітря від пилу.

12. *Максимальний тиск згоряння*

Максимальний тиск згоряння залежить від тиску наддуву, ступеня стиску, кута випередження паливоподачі, температури стінки КЗ та ін. Крім того, для якісного протікання робочого процесу у циліндрі ДВЗ необхідно забезпечити, аби відношення максимального тиску згоряння до тиску стиску було б не меншим 1,2 ($p_z / p_c \geq 1{,}2$).

Підвищення максимального тиску згоряння дозволяє збільшити повноту індикаторної діаграми, але приводить до зростання навантажень у кривошипно-шатунному механізмі. Тому задачею конструктора-розробника є такий вибір компромісного рішення, аби задовольнити вимоги щодо економічності, температури випускних газів й надійності. На сьогоднішній день вже знайдено конструктивні рішення, які дозволяють забезпечити стабільну роботу двигуна НТМ при максимальних тисках згоряння до 15 МПа.

### 1.2.2. Вагогабаритні показники

Вагогабаритні показники оцінюються габаритною потужністю й питомою масою.

Габаритна потужність являє собою відношення потужності двигуна до його об'єму:

$$p_{e\text{габ}} = p_e / V_{\text{дв}}. \qquad (1.18)$$

Габаритна потужність чотиритактних двигунів до 80-х років виробництва складала 300…350 кВт/м$^3$, а сьогодні сягає 350…500 кВт/м$^3$.

Вітчизняні серійні двотактні двигуни мають потужність 660… 827 кВт/м$^3$, тобто перевищують зарубіжні серійні й дослідні аналоги, в тому числі ГТД.

Питома маса поршневих двигунів складає 1,6…2,0 кг/кВт, тоді як газотурбінних – 1,14…1,36 кг/кВт.

Вітчизняні поршневі двигуни за питомою масою не поступаються зарубіжним аналогам.

### 1.2.3. Технологічність двигунів

Технологічність двигуна, як раніше вказувалося, оцінюється виробничими, експлуатаційними показниками й ремонтоздатністю.

Питома вартість вітчизняних поршневих двигунів складає 3,2… 6,3 грн/кВт (13,5…28,1 дол/кВт у зарубіжних двигунів) проти 30 грн/кВт у вітчизняного ГТД (110 дол/кВт у американського двигуна AGT-1500). Питома вартість ГТД, таким чином, вища поршневих у 5…10 разів.

Експлуатаційна технологічність, природно, залежить від трудомісткості й періодичності обслуговування. Питома трудомісткість обслуговування МТВ сучасних НТМ складає 0,6…0.8 год. на 1000 км пробігу.

Ремонтоздатність двигуна визначається витратами коштів, які необхідні для відновлення працездатності. Витрати на відновлення поршневих двигунів складають до 40 %, ГТД – до 80 % вартості нового двигуна.

Вище розглянуто поршневі й газотурбінні двигуни, які використовуються для НТМ. Інші типи силових установок для НТМ не використовуються; тим часом рядом фірм вирішуються питання про можливість застосування на НТМ і роторних ДВЗ комбінованих схем, які складаються з

двох двигунів.

При виборі типу двигуна для НТМ треба враховувати комплекс вимог, які забезпечують мінімізацію об'єму МТВ і возимого запасу палива, високу виробничу й експлуатаційну технологічність. Поршневий ДВЗ є не тільки найбільш доведеною тепловою машиною, але й найбільш реальним об'єктом для подальшого вдосконалення. Це й дозволяє стверджувати, що даний тип двигуна залишиться основним для силових установок НТМ у близькому майбутньому.

### *Контрольні запитання та завдання*

1. Що таке питома потужність та її рівні для НТМ різних поколінь?
2. Які вимоги ставляться до питомої витрати палива двигуна НТМ?
3. Які вимоги ставляться до вагогабаритних показників двигунів НТМ?
4. Те ж щодо пускових якостей?
5. Що таке контроле- й ремонтоздатність ДВЗ?
6. Які вимоги ставляться щодо технологічності та уніфікації двигунів НТМ?
7. За якими параметрами порівнюють двигуни НТМ?
8. Пояснить зміни рівнів середнього ефективного тиску й середньої швидкості поршня за останні 50 років.
9. Що розуміється під поняттям динамічної навантаженості?
10. Які критерії оцінки навантаженості поршневої групи використовуються при аналізі двигунів НТМ?
11. Наведіть визначення стендової, об'єктової, гальмівної потужностей.
12. Наведіть критерії вагогабаритних характеристик двигунів НТМ.
13. Поясніть технологічність конструкції та зробіть її оцінку стосовно дизелів НТМ.

# Глава 2. КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Конструкція сучасних ДВЗ для НТМ повинна відповідати всім вимогам оптимального протікання в циліндрах робочого процесу, яке й обумовлює високі рівні його показників щодо паливної експлуатаційної економічності, токсичності викидів, динамічних характеристик перехідних процесів, жорсткості робочого циклу тощо.

Такі вимоги особливо підвищуються при створенні двигунів з надвисокою літровою потужністю, які вкрай необхідні для НТМ нових поколінь, де потрібно суттєво поліпшити габаритні характеристики двигуна, аби знайти місце для розташування у МТВ нових засобів електронного управління як двигуном так і системами НТМ та ін.

При цьому виникають складні проблеми, пов’язані з оптимальними законами паливо- повітропостачанням, обмеженням тиску згоряння, використанням теплоти відпрацьованих газів, впливом опорів впускного і випускного трактів і т. ін.

Розглянемо ці проблеми і шляхи їх здолання.

## 2.1. Заходи щодо поліпшення газообміну

Процес газообміну у значній мірі обумовлює якість робочого процесу дизеля. Разом з тим складність процесу газообміну, яка обумовлюється періодичністю процесу, коливальними і хвильовими явищами у впускному і випускному ресиверах та в циліндрі, утруднює створення інженерної розрахункової математичної моделі газообміну. Частіше цю проблему вирішують за рахунок тривалих дослідних робіт на моделях і двигунах. Тому узагальнення експериментальних даних повинно прискорити процес створення форсованих за $P_л$ двигунів.

*Витрата повітря* оцінюється коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha$. Потрібні параметри й рівень надійності двотактних двигунів типу 6 ТД забезпечуються при $\alpha = 1{,}6$ на режимі максимальної потужності та $\alpha = 1{,}3$ – на режимі максимального крутного моменту.

Стабільність витрати повітря за термін всієї експлуатації досягається періодичним (через 20 год) промиванням повітряного тракту шляхом подачі мастила на вхід компресора.

*Тиск наддуву* залежить від обраних обмежень максимального тиску згоряння, температури випускних газів і ступеня стиску.

Поєднання цих параметрів повинно забезпечити необхідний рівень $\eta_i$ та задані пускові якості двигуна. Приклади оптимальних таких сполучень для різних двигунів НТМ наведені у табл. 2.1:

Таблиця 2.1 – Параметри двигунів НТМ

| Показники | Двигун | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 5 ТДФ | 6ТД-1 | 6ТД-2 | 6ТД-3 | 12ЧН15/16 |
| Коефіцієнт надлишку повітря | 1,8 | 1,8 | 1,6 | 1,6 | 2,0 |
| Тиск наддуву, МПа | 0,235 | 0,280 | 0,300 | 0,360 | 0,390 |
| Дійсний ступінь стиску | 16,5 | 15,0 | 14,5 | 14,0 | 12,0 |
| Максимальний тиск згоряння, МПа | 11,8 | 12,6 | 13,5 | 14,5 | 14,5 |
| Температура холодного пуску, °С | –25 | –25 | –25 | –20 | – |
| Індикаторний ККД | 0,45 | 0,46 | 0,42 | 0,41 | 0,43 |

*Вибір розрахункового режиму* для агрегатів наддуву визначається типом привода компресора. Для двигуна з приводним компресором розрахунковим призначається режим максимальної потужності, а для двигунів із вільним турбокомпресором – режим максимального крутного моменту.

*Компресор* форсованого двигуна споживає 35…45 % від ефективної потужності, тому для отримання прийнятних щодо економічності показників, адіабатичний ККД компресора повинен сягати 0,8 та більше. Необхід-

ний рівень ККД досягається застосуванням одноступеневого компресора при $\pi_к \le 3{,}5$, а двоступеневого – при $\pi_к \ge 3{,}5$.

Швидкість повітря на виході з компресора звичайно не перевищує 85 м/с.

Для забезпечення усталеної роботи компресора при всіляких умовах експлуатації коефіцієнт робочого діапазону σ повинен бути не меншим 15 %. Такий коефіцієнт

$$K_\sigma = \frac{\sigma^*_{max} - \sigma^*_{min}}{\sigma} \cdot 100\%,$$

де $\sigma^*$ – приведені максимальні й мінімальні витрати повітря.

*Повітряний тракт* газорозподілу забезпечує проходження необхідної кількості повітря, заданий напрям та інтенсивність обертання повітряного заряду. Інтенсивність обертання останнього оцінюється вихровим відношенням, тобто відношенням кутової швидкості обертання повітря до кутової швидкості колінчастого вала. Із збільшенням вихрового відношення поліпшується перемішування палива з повітрям, збільшується знос факела палива на периферію, зростає тепловіддача у охолоджувальну рідину. У виконаних конструкціях двигунів вихрове відношення знаходиться у межах 7…10.

Формування вихру реалізується у чотиритактних двигунах за допомогою каналів у головці циліндрів, у двотактних – за допомогою вікон газообміну у циліндрі. Для надання раціонального напряму рухові повітря у вікні повинна виконуватися умова $l/b \ge 1{,}2$, де $l$ – висота вікна, $b$ – радіальна товщина стінки циліндру. Висота вікна звичайно складає 17…18 % від ходу поршня, а ширина – 60…80 % від довжини кола. Стінки вікна мають перемінний кут нахилу за висотою: радіальний вхід зі сторони картеру, тангенціальний (кут нахилу до 40 град) – зі сторони камери згоряння. Випускні вікна кращі за отвори, оскільки останні більш схильні до закоксовування із-за збільшеної довжини змочуваного периметру.

Основні параметри органів газорозподілу сучасних двотактних двигунів наведено в таблиці 2.2.

*Випускні органи газорозподілу* у чотиритактних двигунах мають переріз, рівний або менший впускних органів, а у двотактних – більший у

1,4…1,5 рази, що пов'язане з необхідністю якісного очищення циліндра від газів при меншій тривалості відкриття випускних органів. У чотиритактних двигунах тривалість відкриття органів випуску складає 230…260 град. П.К.В., а у двотактних – 110…150 град. П.К.В. Форма випускних вікон мало впливає на показники газообміну.

Таблиця 2.2 – Параметри газообміну двигунів з прямоточною продувкою та поршнями, що рухаються у протилежні боки $f_{вп}/F_{пор}$

| | | Двигун | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | ЮМО-4 | ЮМО-207А | Лейланд L-60 | Роллс Ройс К-60 | 5ТДФ | 6ТД |
| 1 | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Діаметр циліндра, мм | | 120 | 105 | 117,5 | 87,3 | 120 | 120 |
| Хід поршня, мм | | 2×210 | 2×160 | 2×146 | 2×91,4 | 2×120 | 2×120 |
| Площа поршня, см$^2$ | | 113 | 86,5 | 108,4 | 59,9 | 113 | 113 |
| Частота обертання, хв.$^{-1}$ | | 1700 | 2800 | 2250 | 3750 | 2800 | 2800 |
| Форма вікон | впускних | кругла | | прямокутна | | кругла | прямокутна |
| | випускних | прямокутна | | | | | |
| Відносна площа вікон | впускних, $f_{вп}/F_{пор}$, % | 0,632 | 0,472 | 0,583 | 0,351 | 0,341 | 0,380 |
| | випускних, $f_{вип}/F_{пор}$,% | 0,748 | 0,697 | 0,754 | 0,401 | 0,505 | 0,432 |
| Відносна висота пояса у % від ходу поршня | впускних | 21,4 | 20,0 | 18,2 | 13,1 | 17,1 | 17,0 |
| | випускних | 22,6 | 20,0 | 19,2 | 18,6 | 24,2 | 21,0 |
| Початок відкриття вікон до НМТ | впускних, град. | 56 | 49 | 43 | 35 | 49 | 47 |
| | випускних, град. | 76 | 69 | 67 | 57 | 69 | 70 |
| Закриття вікон після НМТ | впускних, град. | 76 | 69 | 67 | 59 | 69 | 67 |
| | випускних, град. | 76 | 69 | 67 | 57 | 69 | 70 |
| Тривалість відкриття вікон | впускних, град. | 132 | 118 | 110 | 94 | 118 | 114 |
| | випускних, град. | 152 | 138 | 134 | 114 | 138 | 140 |
| | впускних, с·10$^3$ | 12,9 | 6,43 | 8,15 | 4,16 | 7,02 | 6,79 |
| | випускних, с·10$^3$ | 14,9 | 7,62 | 9,90 | 5,05 | 8,21 | 8,33 |

Закінчення табл. 2.2

| 1 | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Випередження випуску, град. | | 20 | 20 | 24 | 22 | 20 | 23 |
| Тривалість продувки, град. | | 132 | 118 | 110 | 92 | 118 | 114 |
| Випередження закриття випускних вікон відносно впускних, град. | | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | -3 |
| Випередження випускного валу відносно впускного, град. | | 10 | 12 | 12 | 10 | 10 | 10 |
| Час-переріз вікон | впускних $\int f_{вп} \cdot d\varphi$, $м^2$град. | 0,66 | 0,368 | 0,405 | 0,124 | 0,31 | 0,35 |
| | випускних $\int f_{вип} \cdot d\varphi$, $м^2$град. | 0,99 | 0,544 | 0,82 | 0,184 | 0,54 | 0,51 |
| Відносний час-переріз вікон | впускних $\int f_{вп} \cdot d\varphi / V_s$, $м^2$град./$м^3$ | 2139 | 98 | 128 | 113 | 114 | 130 |
| | випускних $\int f_{вип} \cdot d\varphi / V_s$, $м^2$град./$м^3$ | 209 | 208 | 259 | 168 | 204 | 187 |
| Відношення $p_s / p_т$ | | 1,26 | 1,52 | 1,28 | 1,26 | 1,45 | 1,26 |
| Відносна витрата повітря, кг/кВт | | 9,05 | 7,0 | 11,6 | 11,6 | 8,0 | 7,65 |
| Температура | повітря на вході у двигун, °С | 60 | 102 | 65 | 62 | 135 | 180 |
| | газів на виході із двигуна, °С | 530 | 630 | 600 | 590 | 550 | 560 |
| Параметри газообміну | коефіцієнт наповнення | 0,90 | 0,86 | 0,75 | 0,74 | 0,73 | 0,75 |
| | коефіцієнт продувки | 1,44 | 1,20 | 1,36 | 1,36 | 1,37 | 1,31 |
| | коефіцієнт продувочного повітря | 0,31 | 0,16 | 0,26 | 0,26 | 0,27 | 0,24 |
| | коефіцієнт залишкових газів | 0,05 | 0,043 | 0,046 | 0,05 | 0,45 | 0,04 |

*Фази газорозподілу* суттєво впливають на показники газообміну. З форсуванням двигуна збільшують час початку відкриття випускних органів по відношенню до впускних з метою зменшення вкиду газів у продувочний ресивер. Випередження випуску складає у чотиритактних двигунів 40...50, а у двотактних – 20…22 град. повороту колінчастого валу.

Закриття впускних та випускних органів здійснюється одночасно, або з невеликим випередженням (3…5 град.). При закритих випускних органах йде процес дозарядки. Виняток являє дизель 6ТД, у якого випускні вікна закриваються через 3 град. обертання колінчастого валу після закриття впускних вікон. У даному випадку дозарядка здійснюється із сторони випускних вікон імпульсом тиску повітря сусіднього циліндру.

*Випускний колектор* повинен забезпечити мінімальні втрати енергії на дільниці від випускних органів до турбіни. З цією метою зовнішню поверхню колектора вкривають термоізоляцією, а на внутрішній поверхні розташовують спрямовуючі лопатки, які виключають попадання газів під прямим кутом на стінку, що збільшує потужність турбіни на 10…12 %.

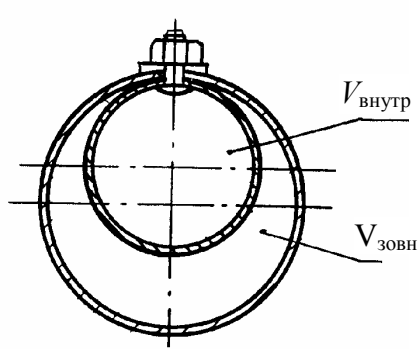



*Рисунок 2.1 – Конструкція випускного колектора*

На двигунах з шістьма циліндрами у ряду застосовуються роздільні колектори. Найбільш оптимальною є конструкція типу “труба в трубі” (рис.2.1), яка має мінімальні габарити й втрати теплоти. Вказана конструкція застосовується на дво- та чотиритактних двигунах і дозволяє знизити питому витрату палива на 4…7 % по відношенню до загального колектора. У даній конструкції об’єми колекторів

$$V_{зовн} = (1{,}5\ldots1{,}6)\cdot V_s;$$

$$V_{внутр} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot V_s,$$

а переріз зовнішнього колектора повинен бути більше внутрішнього у 1,2…1,3 рази. Вплив перерізу колекторів на економічність двигуна показана на рис.2.2. Імпульсність газових потоків у випускних колекторах, які спроектовані за залежностями,

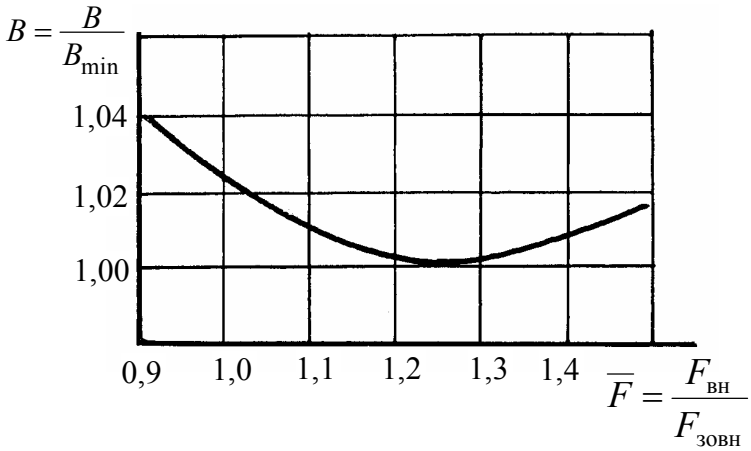



*Рисунок 2.2 – Залежність економічності від площі поперечного перерізу колекторів*

наведеними вище, досягає 1,55.

*Переріз соплового апарата* є лімітуючим у випускному тракті і перевищує у 1,1…1,2 рази максимальний переріз випускних вікон.

*Турбіна* форсованого двигуна функціонує у газовому потоці, імпульсність якого у газозбірнику зменшується до 20% за рахунок об'єднання потоків.

Указані рекомендації щодо випускного колектора і турбіни дозволяють збільшити потужність останньої на 10…12 % та забезпечити оптимальне відношення $p_s / p_т$ = 1,3…1,35.

З ростом тиску наддуву збільшується середній тиск та швидкість газу, тому для отримання оптимального значення відношення колової швидкості до швидкості газу ($U/C$) необхідно збільшувати частоту обертання ротора турбіни. При температурі газу перед турбіною 800 °С для лопаток ротора із сплаву 7М (20Х20Н25В5МБ) максимальна колова швидкість не повинна перевищувати 300 м/с, а для сплаву ЛЖ-1ВІ (18Х6В5Н60М5Б7Ю6Л) – 640 м/с.

*Тиск газів за турбіною* впливає на витрату повітря, температуру газів, втрати потужності. Двотактні двигуни більш чутливі до тиску за турбіною, ніж чотиритактні. Збільшення опору газів за турбіною двотактного двигуна на 0,01 МПа викликає зниження потужності на 22…25 кВт. Із збільшенням форсування двигун стає менш чутливим до протитиску, через те що основне витікання газів зменшується у надкритичній зоні, де тиск у циліндрі суттєво перевищує тиск газів за турбіною.

*Показники газообміну* отримані для форсованого двотактного двигуна як результат указаних вище заходів; наводяться такі значення цих показників:

коефіцієнт наповнення – 0,75;
коефіцієнт продувки – 1,31;
коефіцієнт витоку – 0,24;
коефіцієнт остаточних газів – 0,05.

Такі характеристики газообміну, як і критерії його ефективності, для дизеля 5ТДФ перевищують аналогічні показники зарубіжних двотактних двигунів.

## 2.2. Забезпечення якісного сумішоутворення і згоряння

При форсуванні двигуна за середнім ефективним тиском збільшується не тільки циклова паливоподача, а й тиск наддуву; зростає густина повітряного заряду й зменшується далекобійність паливного факела, що негативно може вплинути на якість робочого процесу двигуна.

Треба прийняти дієві заходи щодо ліквідації таких негативних впливів.

Розглянемо основні з них.

**2.2.1. Паливна апаратура** в значній мірі обумовлює характер протікання робочих процесів дизеля. Виходячи з функцій ПА, до неї ставиться ряд вимог.

Вприскування палива має здійснюватися у визначений час за суворо обмежений період.

*Момент початку паливоподачі* встановлюється кутом його випередження, що залежить від тактності двигуна, швидкості подачі палива, температури камери згоряння, допустимого максимального тиску згоряння й ряду інших факторів. Кут випередження паливоподачі на чотиритактних двигунах складає 25…32 град., двотактних – 14...17 град. повороту колінчастого валу до внутрішньої мертвої точки. Кут випередження може бути індивідуальним для кожного циліндра з урахуванням фактичного рівня тиску у циліндрі на початку стиску.

*Тривалість паливоподачі* не повинна перевищувати 20...35 град. повороту колінчастого вала. Слід завжди скорочувати загальну тривалість паливоподачі, якщо це не збільшує жорсткості процесу в циліндрі і не приводити до недопустимих навантажень на привід паливного насоса. У сучасних двигунах НТМ тривалість вприскування обмежується 21…30 град. повороту колінчастого вала.

Скорочення тривалості паливоподачі досягається збільшенням об’ємної швидкості палива до 12 мм$^3$ на 1 град. за рахунок зростання діаметра плунжера нагнітальної секції ПНВТ або його середньої швидкості до 4,2…4,5 м/с.

Параметри паливної апаратури швидкохідних дизелів НТМ наведені у табл. 2.3.

Вприскування палива повинно здійснюватися при тиску, що забезпечує його якісне розпилювання.

Із зростанням тиску наддуву збільшується тиск вприскування. В.А. Кутовий пропонує таку залежність для визначення максимального тиску вприскування:

$$P_{\text{впр}_{\max}} = (53{,}0 + 1{,}7 \cdot p_{me}) \pm 11 \text{ МПа}; \qquad (0{,}6 \le p_{me} \le 2 \text{ МПа}).$$

Сучасні двотактні двигуни НТМ мають *максимальний тиск вприскування* на рівні 70…85 МПа, а чотиритактні – 90…100 МПа.

Вприскування палива повинно виконуватися *за визначеним законом*. Початкова фаза вприскування повинна бути такою, аби за термін затримки спалахування факели палива встигали охоплювати весь об'єм камери згоряння. Кінцева фаза вприскування повинна протікати з різким падінням тиску й без підвприсків, що досягається різким розвантаженням трубопроводів високого тиску палива. Рекомендується остаточний тиск у трубопроводах по закінченні вприскування на рівні 1…5 МПа. Характерна осцилограма вприску палива наведена на рис. 2.3.

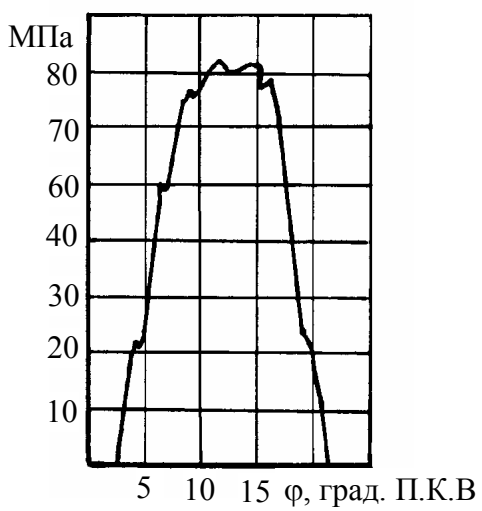



*Рисунок 2.3 – Осцилограма вприскування палива*

Вприскування повинно починатися з форсунки, що встановлена у *визначеному місці камери згоряння*, аби паливні факели охопили весь її об'єм. Рівномірність розподілу палива у КЗ досягається установленням форсунок з багатодірчастим розпилювачем, а у двотактних двигунах з поршнями, що рухаються у протилежні боки – двох та більше форсунок.

*Напрям вприскування* палива у двигунах з поршнями, що рухаються в протилежні боки, залежить від інтенсивності та напряму обертання вихру повітря. При вихровому відношенні 8…10 вприскування палива треба здійснювати проти обертання повітряного потоку, що дозволяє отримати максимальне охоплення камери згоряння паливом. У набігаючому потоці повітря має місце деформація факела, а біля форсунки створюється шлейф палива у рідкій та паровій фазах. У цьому шлейфі відбуваються основні процеси.

Таблиця 2.3 – Параметри паливної апаратури швидкохідних двигунів

| Найменування параметрів | | | Двотактні двигуни | | | | | Чотиритактні двигуни | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | ЮМО-204 | ЮМО-207А | Лейланд L-60 | 5ТДФ | 6ТД | МВ-838 Са-500 | МВ-873 Ка 501 | AVDS 1790-2А | AVCR 1100-3 | В-2 | В46-6 | 12ЧН15/16 |
| Паливний насос | Тип конструкції | | секційний | | блочний | секційний | | блочний | | розподільний | блочний | | | секційний |
| | Діаметр плунжера, мм | | 8 | 7 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 11 | 12 | 10 | 12 | 13 |
| | Повний хід плунжера, мм | | 4,8 | 5,56 | 10 | 8 | 8 | 12 | 12 | 6 | | 10 | 10 | 12 |
| | Активний хід плунжера, мм | | 2,8 | 1,9 | 1,32 | 1,8 | 1,6 | 2,5 | | 2,5 | | 3,2 | 2,1 | 3,2 |
| | Середній хід плунжера, мм | | 3,2 | 2,75 | 2,1 | 3,45 | 3,47 | 1,9 | | | | 2,1 | 2,1 | 2,65 |
| | Тривалість подачі | по куту обертання колінчастого вала, град. | 48 | 45 | 29 | 25 | 24 | 30 | | | 30 | 30 | 30 | 30 |
| | | за часом, с×$10^3$ | 2,86 | 2,68 | 2,22 | 1,49 | 1.43 | 2,85 | | | 1,78 | 2,85 | 2,85 | 2,1 |
| | Максимальний тиск вприскування, МПа | | 40 | 40 | 50 | 72 | 72 | 52 | | 51 | 84 | 52 | 67 | 90 |
| | Об’ємна швидкість подачі, $мм^3$/град | | 2,1 | 1,8 | 6,9 | 6,5 | 8,1 | 8,5 | | | 12,3 | 3,9 | 8,0 | 11,3 |
| | Циклова подача, $мм^3$/цикл | | 100 | 81 | 200 | 168 | 195 | 255 | | | 205 | 118 | 241 | 340 |
| Форсунка | Тип | | відкрита | | закрита | напів-закрита | | закрита штифтова | | закрита | | | | |
| | Діаметр голки, мм | | | | 6 | 3,969 | | 6 | | 6 | 6 | 6 | 6 | 5 |
| | Хід голки, мм | | | | 0,4 | 0,2 | | 0,7 | | 0,3 | | 0,45 | | |
| | Кількість і діаметр отворів, шт./мм | | 1/0,65 | | 1/0,69 | 1/0,46 | 1/0,5 | штифт/2,05 | | 8/0,3 | | 7/0,25 | 8/0,3 | 8/0,3 |
| | Кут розташування отворів, град | | 0 | | 8 | 30 | | | | | | 140 | | |
| | Відношення $\Sigma f_{с.о}/F_{плунж}\times10^3$ | | 6,6 | 8,7 | 4,8 | 6,6 | 6,0 | 5 | | | | 5 | | 4,3 |

*Ідентичність процесу паливоподачі* від циклу до циклу характеризується перш за все ідентичністю максимального тиску палива, яка не повинна перевищувати 6…8 %. Крім того, паливна апаратура повинна забезпечувати стабільну роботу на часткових навантаженнях, у режимі пуску, на різних сортах палива.

*Густина паливної струменя* зростає при збільшенні тиску вприскування. Поліпшення якості розпилювання палива досягається інтенсифікацією початкових зрушень у потоці палива, що вприскується, за рахунок пересічення струменів усередині каналу форсунки за допомогою щілинного клапана (рис.2.4), що знижує витрату палива на 3…4 г/(кВт·год).

*Розподіл палива по циліндрах* треба здійснювати з урахуванням фактичної густини вздовж тракту. З цією метою об'ємні подачі з боку підводу палива, де температура його мінімальна, повинні зменшуватися.

*Якість процесу вприскування* залежить від конструкції форсунки, шкідливих об'ємів, ваги рухливих елементів. Тому напівзакриті форсунки (рис.2.4) кращі, ніж закриті, які мають, крім того, великі габарити та трудомісткі у виготовленні.

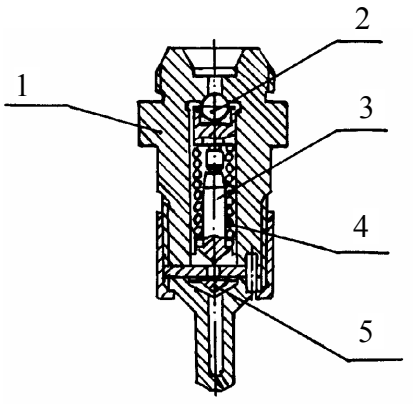



*Рисунок 2.4 – Форсунка двигуна 6 ТД:*

1 – корпус; 2 – кулька; 3 – упор; 4 – пружина; 5 – щілинний клапан

*Стабільність процесу вприскування* при тривалій роботі залежить від коксування розпилюючих отворів. Зниження температури носка розпилювача до 300 °С гарантує його надійну роботу. Погіршення якостей палива збільшує небезпеку такого закоксовування.

### 2.2.2. Камера згоряння

Камера згоряння (КЗ) створюється між вогневим днищем поршня, стінками циліндра й головкою, а у двотактних двигунах поршнями, що рухаються у протилежні боки – між днищами поршнів у момент їхнього максимального зближення. Форма і розміри камери згоряння повинні бути обумовлені напрямком вприскування палива й обе-

ртання повітряного заряду, їхньою взаємодією, деформацією паливного факела та його розшаруванням при згорянні.

*За способом сумішоутворення камери згоряння* поділяються на такі:

- об'ємні, з організацією сумішоутворення в об'ємі повітряного заряду;
- об'ємно-плівкові, у яких до 40 % палива потрапляє на гарячі стінки КЗ, а інша частка розпилюється в об'ємі повітря;
- плівкові, де до 90 % палива потрапляє на нагріті стінки КЗ й набуває вигляду плівки.

У швидкохідних дизелях НТМ переважно застосовуються об'ємні КЗ, у яких можливо забезпечити найкращу паливну економічність при достатній надійності поршневої групи.

*За конструкцією камери згоряння виконуються* як нерозділені, напівроздільні і розділені.

У *нерозділених* КЗ весь простір стиску робочого заряду являє собою єдиний об'єм. При цьому КЗ може розташовуватися або у поршні, або у головці.

У *напівроздільних* КЗ частка повітряного заряду (до 85 %) розміщується у поршні й поєднується з рештою заряду горловиною великого діаметру ($d_{\text{горл}} / D_{\text{цил}} \geq 0{,}5$).

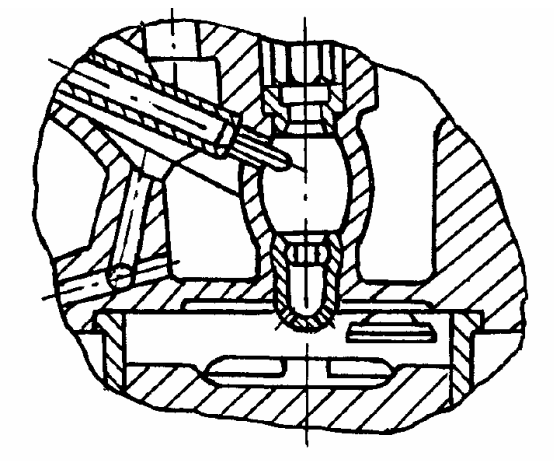


*Рисунок 2.5 – Конструкція розділеної КЗ двигуна МВ873*

У *розділених* КЗ окрім головної камери, є ще додаткова об'ємом 25…30 % від основної; обидві камери поєднані між собою горловиною малого перерізу. Розділені КЗ дозволяють організовувати робочий процес навіть при знижених тисках розпилювання та однодіркових штифтових розпилювачах (табл.2.3).

Розділені камери виконуються як *передкамерні та з вихровою камерою* згоряння. На двигунах

MB873Ka501 західнонімецької фірми MTU застосована конструкція розділеної камери із вприскуванням палива до передкамери (рис.2.5).

Крім перелічених вище переваг, така КЗ забезпечує високий ККД на режимах малих навантажень і рівномірність роботи на тривалому режимі холостого ходу. Однак економічність передкамерного варіанту дизеля нижча (до 220 г/(кВт·год), ніж у дизелях з безпосереднім вприскуванням (до 206 г/(кВт·год)). Тому на подальших варіантах дизелів фірма перейшла на нерозділену КЗ.

*Форма нерозділеної камери згоряння з об'ємним сумішоутворенням* та форсункою, розташованою по центру КЗ, однозначно визначається саме геометрією паливних струменів. Найбільше охоплення паливних струменів повітрям забезпечується КЗ, що показана на рис.2.6, яка зветься камерою типу Гессельмана. Вказана КЗ поширена на вітчизняних та зарубіжних швидкохідних дизелях для НТМ.

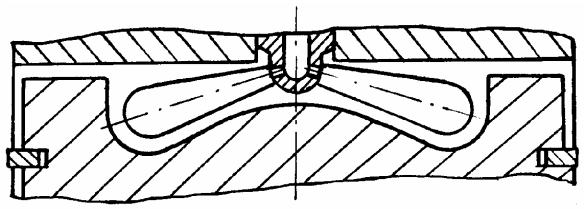


*Рисунок 2.6 – Камера згоряння типу Гессельмана*

Вибір форми КЗ двотактного дизеля з поршнями, що рухаються у протилежні боки, відрізняється від форми двигунів інших схем за такими міркуваннями:

- вприскування палива здійснюється з периферії до центру;
- в момент вприскування палива у КЗ мають місце значні вихровий та радіальний рухи повітря із-за спеціального профілювання вікон та зближення обох поршнів, що викликає деформацію та знос паливного факела;
- у КЗ має місце сепарація продуктів згоряння, що обумовлено наявністю потужного повітряного вихру, при чому незгоріла суміш (великої маси) зноситься на периферію. А продукти, які ще не догорілі, – до центру обертання повітряного заряду. Тому для утримання часток із збільшеною масою у КЗ необхідні периферійні витиснювачі , які створюють інтенсивний радіальний рух повітря ($d_{\text{горл}} / D_{\text{цил}} \geq 0{,}8$) та сприяють турбулізації суміші.

Для виключення перегріву центральної зони поршня, куди зносяться частки, які горять, доцільно розташувати у даному місці повітряний акумулятор, що сприяє догорянню палива.

Об'єм камери у поршні повинен складати не менш 65 % загального об'єму камери стиску, тобто $V_{\text{у поршні}} / V_c \geq 65\ \%$.

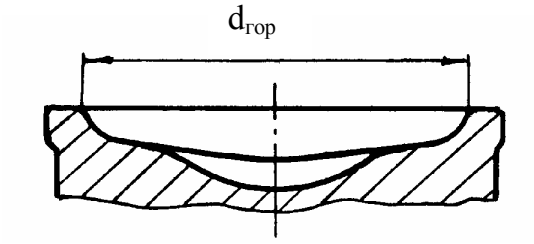



*Рисунок 2.7 – Кругла КЗ двигуна з поршнями, що рухаються у протилежні боки*

Камера згоряння, що спроектована з урахуванням даних міркувань, показана на рис.2.7; вона дозволила поліпшити паливну економічність двигуна на 8…10 г/(кВт·год).

Із збільшенням тиску наддуву й густини заряду повітря зменшується далекобійність струменя палива та погіршується використання повітря у КЗ. Для інтенсифікації турбулізації паливного факела КЗ виконується як квадрат, що створює інтенсивне завихрювання у зоні форсунок (рис.2.8). Дана конструкція забезпечує найбільш повне охоплення всього об'єму КЗ й сприяє зниженню витрати палива на 2…4 г/(кВт·год).

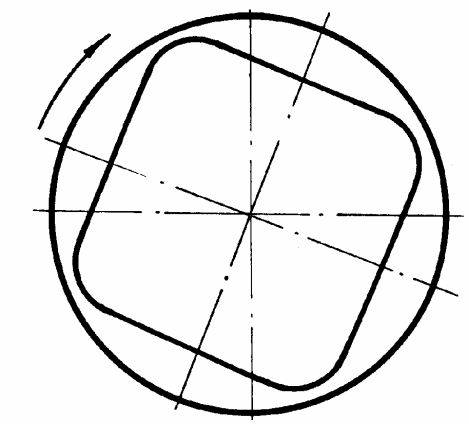


*Рисунок 2.8 – Квадратна КЗ двигуна з поршнями, що рухаються у протилежні боки*

*Самоспалахуванню палива* передує процес випарування, який залежить від температури середовища й дрібності розпилювання. При збільшенні температури стінок КЗ та дрібності розпилювання процес випаровування палива прискорюється.

Ззаду капель палива, що рухаються, створюється шлейф, який складається із парів з перемінною концентрацією. Температура парової оболонки та капель безперервно підвищується у результаті теплообміну з підігрітим повітрям. По досягненні достатньої температури, коли тепловиділення починає перевищувати тепловідведення, ці зони суміші швидко ро-

зігріваються і спалахують. Термін, за якого відбуваються фізико-хімічні процеси підготовки палива до самоспалахування, називають *періодом затримки самоспалахування*. У цей період до циліндру вприскується до 30 % циклової подачі палива. Його називають *першою фазою* процесу згоряння. Фази протікання процесів спалахування й згоряння двигуна 5ТДФ подані на рис. 2.9.

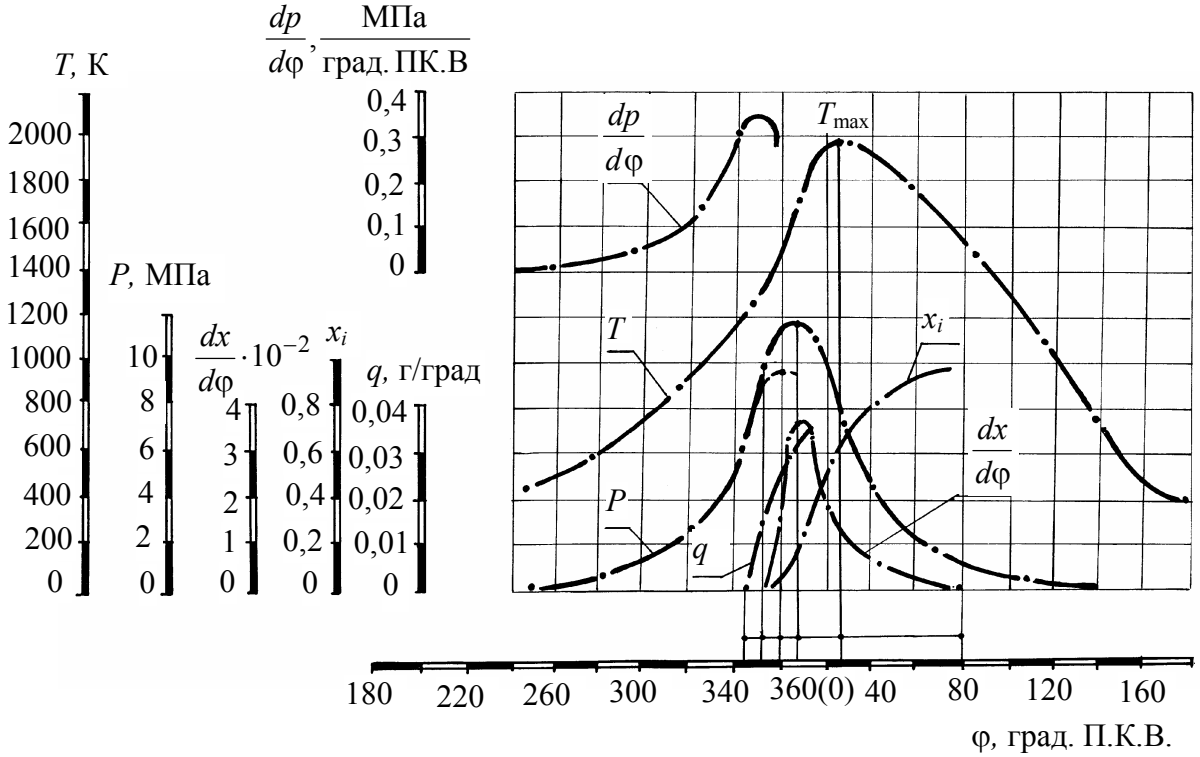



*Рисунок 2.9 – Фази протікання процесів спалахування та згоряння у циліндрі двигуна 5 ТДФ*

*Друга фаза* процесу згоряння відповідає періоду спалахування і згоряння палива, різкого підвищення тиску і процесу вприску палива. Основним показником інтенсивності процесу згоряння є швидкість зростання тиску за кутом повороту колінчастого вала $\omega = dp / d\varphi$.

*Третя фаза* процесу згоряння відповідає періоду від моменту досягнення максимального тиску у циліндрі (КЗ) до моменту досягнення максимальної температури тиску. Це найбільш сприятливий період згоряння, що відбувається при постійному об'ємі КЗ (поршень знаходиться біля внутрішньої мертвої точки – ВМТ), при найбільших значеннях тиску і температури робочого газу і характеризується найбільшою швидкістю виділення теплоти $dx / d\varphi$.

*Четверта фаза* відповідає догорянню палива на лінії розширення, яка може тривати до моменту відкриття випускних органів. Ця фаза найменш ефективна з усіх періодів згоряння, і задача конструктора складається в тому, аби звести її до мінімуму.

Як бачимо з аналізу періодів згоряння палива найбільший вплив на процес згоряння справляє фаза передполум'яної підготовки палива, яка у значній мірі залежить від температури днища поршня.

За умови міцності, допустима температура КЗ монометалевого поршня, виконаного із сплаву АК4-1, не повинна перевищувати 350 °С. Сталева жарова накладка на поршень дозволяє ще підвищити температуру КЗ чотиритактного двигуна до 550 °С, а двотактного – аж до 950 °С, тобто створити високотемпературну КЗ. Якість процесу згоряння двотактного двигуна з цією камерою згоряння характеризується такими показниками:

- малим періодом затримки спалахування, що складає 5 град. повороту колінчастого вала $0{,}3 \cdot 10^{-3}$ с проти $(1\ldots3) \cdot 10^{-3}$с – на інших швидкохідних двигунах;
- плавністю протікання процесу згоряння (швидкість зростання тиску згоряння за кутом обертання колінчастого вала складає 0,35…0.40 проти 0,8…1,2 МПа у двигунах аналогічного призначення); при цьому низька швидкість зростання тиску дозволяє отримати ступінь підвищення тиску дуже помірний ($\lambda$ = 1,15…1,25, а не 1,5…1,7, як на інших форсованих дизелях);
- значною швидкістю виділення теплоти у циліндрі дизеля – до 0,04 1/град.П.К.В., що скорочує загальну тривалість згоряння до $5 \cdot 10^{-3}$ с на режимі максимальної потужності та до $6{,}5 \cdot 10^{-3}$с – на режимі максимального крутного моменту;
- високою ефективністю (повнотою) згоряння, що складає 92… 95 % проти 85…90 % у двигунів з більш прохолодною КЗ.

### 2.3. Забезпечення багатопаливності

Двигуни НТМ повинні працювати на дизельних паливах ДЛ, ДЗ, ДА, реактивному паливі (керосині,) бензинах А-72, А-76 та їхніх сумішах. Робота на паливах-замінниках дозволяється у термін, що не перевищує 1/3 гарантійного строку.

Робота дизеля на реактивних паливах не відрізняється суттєво від роботи на дизельному паливі. Зниження потужності двигуна відбувається пропорційно зменшенню витрати палива, завдяки зменшенню густини реактивного палива.

Відміною бензинів порівняно з дизельними паливами є:

- ✓ зниження густини на 12…15 %;
- ✓ зменшення в'язкості у 8…10 разів;
- ✓ збільшення стискуваності у 2 рази;
- ✓ збільшення випаровуваності;
- ✓ зниження здатності до самоспалахування, яка обернено пропорційна метановому числу, що для бензину А-72 складає 25…26; для А-76 – 21…22; для А-93 – 12,4 одиниці проти 45 одиниць для дизельного палива.

Аби довести двигун для роботи на бензині, необхідно забезпечити потрібні параметри та стабільність у процесі тривалої роботи і необхідні пускові якості.

Особливості робочих процесів двигунів при їх роботі на бензинах: жорсткість роботи, шумність двигуна, підвищення температури випускних газів та витікання палива, погіршення змащення поршневої групи й паливної апаратури. Все це обумовлює необхідність скорочення загальної тривалості роботи на бензинах.

У зв'язку із збільшенням об'єму бензину при зберіганні його незмінної його маси збільшується термін вприскування палива, що й призводить до його догоряння на лінії розширення та підвищення температури випускних газів.

Підвищення жорсткості робочого циклу пов'язане з кращим випаровуванням бензину, збільшенням кількості палива у паровій фазі за період затримки спалахування, що викликає різке зростання тиску у другій фазі згоряння.

Наявність жарових накладок на поршнях скорочує час передполум'яної підготовки палива, знижує швидкість зростання тиску й температури випускних газів.

Доцільно навести приклад організації робочого процесу багатопаливного двигуна 5ТДФ.

При збереженні незмінним регулювання паливної апаратури при роботі на бензині погодинна витрата палива знижується на 30 %, а потуж-

ність майже на 55 %. Тому при роботі на бензинах збільшують об'ємну витрату палива на 30 % за рахунок збільшення активного ходу плунжера паливного насосу, що дозволяє отримати динамічні показники робочого процесу на рівні дизельного палива, чому сприяють і жарові накладки на поршнях. Дещо втрачаємо номінальну (максимальну) потужність двигуна – на 10,5…17,5 %, через те що при роботі на бензині зменшується повнота індикаторної діаграми із-за зниження максимального тиску згоряння, збільшення тривалості вприскування, більш високої (на 100…150 °С) температури самоспалахування (табл.2.4).

Таблиця 2.4 – Параметри двигуна 5ТДФ при роботі на різних паливах

| Режими | Види палив | Потужність, % | Погодинна витрата палива, % | Питома витрата палива, % | Температура повітря на впуску, °С | Максимальний тиск згоряння, МПа | Швидкість зростання тиску при згорянні, МПа/град | Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ | Температура випускних газів, °С |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Максимальна потужність | Дизельне ДЛ | 100 | 100 | 230 | 20 | 11,4 | 0,23 | 1,26 | 575 |
| | Реактивне ТС-1 | 80 | 86 | 234 | 23 | | | | 550 |
| | Бензин А-72 | 79,5 | 100 | 287 | 19 | 10,1 | 0,27 | 1,06 | 570 |
| | Бензин А-76 | 72,5 | 98 | 308 | 25 | 10,5 | 0,29 | 1,14 | 580 |
| | Бензин АИ93 | 77 | 103 | 308 | 22 | 10,4 | 0,31 | | 620 |
| Максимальний крутний момент | Дизельне ДЛ | 100 | 100 | 225 | 20 | 10,5 | 0,32 | 1,60 | 570 |
| | Реактивне ТС-1 | 92 | 88 | 220 | 24 | | | | 520 |
| | Бензин А-72 | 89,5 | 100 | 252 | 19 | 88 | 0,24 | 1,33 | 560 |
| | Бензин А-76 | 84,5 | 98 | 268 | 24 | 88 | 0,23 | 1,30 | 565 |
| | Бензин АИ93 | 88,5 | 104,5 | 270 | 26 | 96 | 0,35 | | 560 |

## 2.4. Кліматичне пристосування двигуна

Необхідність такого пристосування диктується вимогами замовників НТМ.

### 2.4.1. Пристосування двигуна до гірських умов

Специфіка гірських умов виявляється у зменшенні тиску й густини повітря з підняттям на висоту. Відповідно до фізичної моделі атмосфери (рис.2.10) температура повітря з підйомом на кожні 1000 м зменшується на 6…7 °С, атмосферний тиск – на 0,008…0,01 МПа, а густина – на 5…7 %. Одночасно зменшується опір повітряних і випускних трас, що полегшує роботу двигуна. Розглянемо вплив висотних умов на характеристики двигуна на прикладі двигуна 5ТДФ (рис.2.11).

Потужність двигуна 5ТДФ із підйомом на висоту зростає на 3…4 % на висоті 2000 м і на 2…3 % на висоті 3000 м внаслідок збільшення погодинної витрати палива через зменшення тиску повітря у циліндрі, зменшення дисбалансу між потужностями турбіни та компресора завдяки зниженню потужності, потрібної для приводу компресора (оскільки зменшується густина повітря), та збільшенню потужності турбіни (у зв'язку із зростанням температури випускних газів). Однак температура випускних газів при цьому сягає 880…950 °С, що негативно позначається на надійності турбіни й випускного тракту. За цих умов при підйомі на висоту доцільно обмежувати максимальну температуру випускних газів, керуючись тим, що температура газів на будь-якій висоті при роботі на будь-якому паливі повинна бути не вищою, ніж на рівнині при температурі навколишнього середовища +40 °С. При цьому введені обмеження не повинні погіршувати рухомість НТМ.

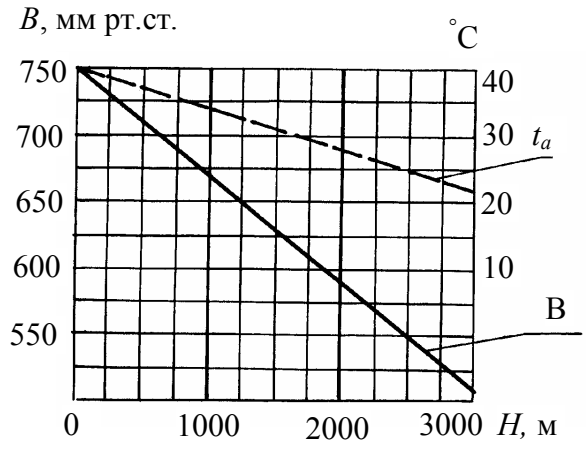



*Рисунок 2.10 – Фізична модель атмосфери*

На двигуні 5ТДФ задіяне обмеження паливоподачі на 10…12 %, починаючи з висоти 1000 м. Указане обмеження викликає зменшення потужності на 16…20 % на режимі $P_{e\max}$ та не знижує потужність на режимі максимального крутного моменту із-за низького коефіцієнту надлишку повітря на цьому режимі, але температура при цьому знижується на 80…100 °С.

Проведені реальні випробування НТМ у гірських умовах на висотах 1000…3000 м показали, що рухомість транспортних засобів з обмеженням паливоподачі й без такого обмеження однакова, а надійність роботи випускного тракту суттєво збільшилась.

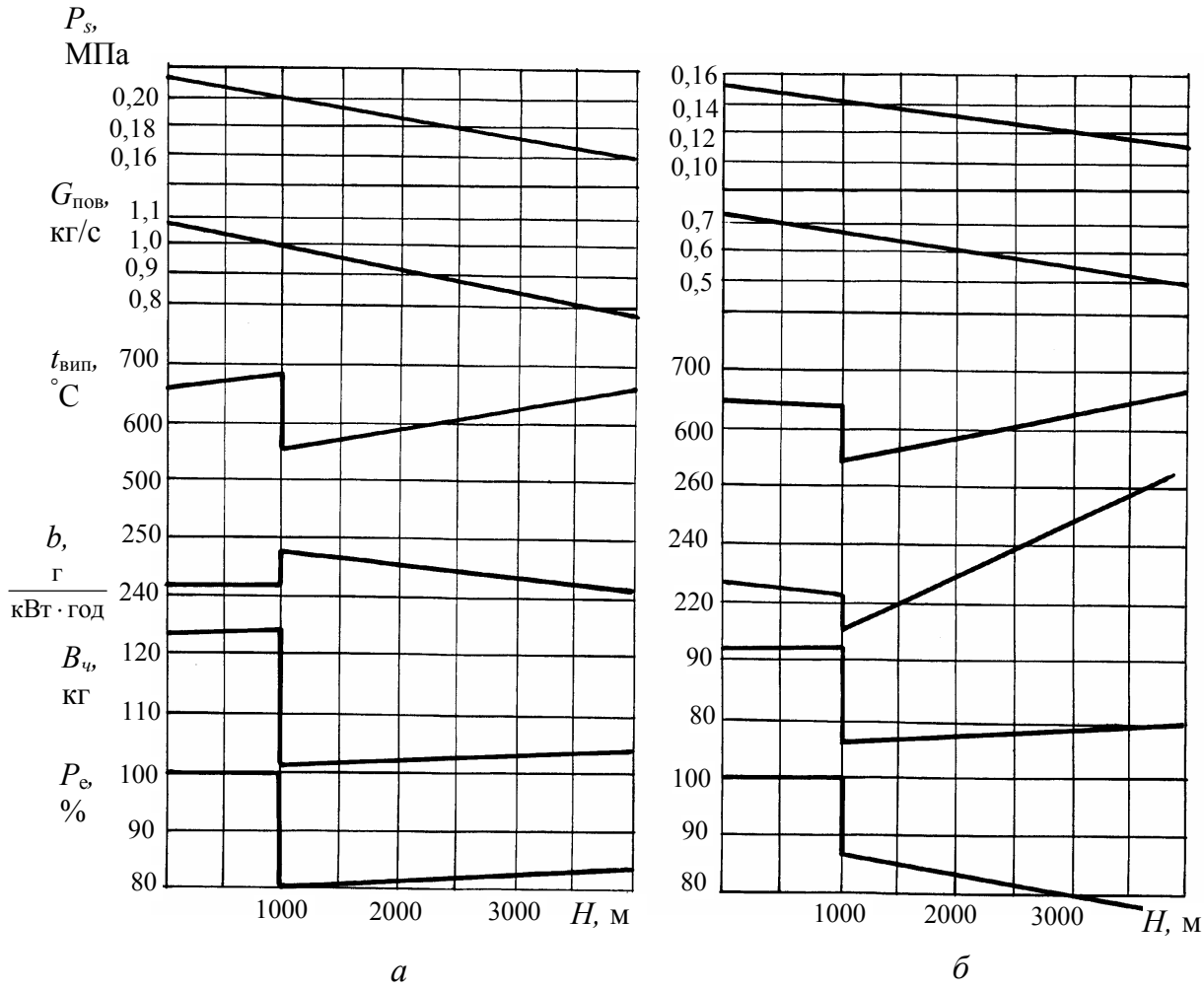



*Рисунок 2.11 – Висотна характеристика двигуна 5 ТДФ:*
*а* – режим максимальної потужності; *б* – режим максимального крутного моменту

Наведені вище висотні характеристики двигуна 5ТДФ справедливі для всіх типів ДВЗ з приводним відцентровим нагнітачем. На чотиритактних двигунах із вільним турбокомпресором витрати повітря й тиск наддуву з підйомом на висоту не знижуються, оскільки у зв'язку з підвищенням температури випускних газів збільшується частота обертання ротора турбокомпресора (ТК), що й дозволяє підтримувати стабільні параметри над-

дуву. Однак в цьому випадку має місце інше обмеження – по міцності лопаток і диска турбіни із-за зростання їх температур та частоти обертання. Тому на чотиритактних двигунах із вільним ТК також вводяться обмеження паливоподачі або перепуск частки випускних газів поза робочим колесом турбіни.

### 2.4.2. Пристосовування двигуна до підвищеної температури навколишнього середовища

При підвищенні температури навколишнього середовища знижується густина повітряного заряду, що веде до зменшення коефіцієнтів наповнення та надлишку повітря. Хоча коефіцієнт надлишку повітря дещо коректується із-за зростання температури палива, але зменшення погодинної витрати палива непропорційне зниженню $\alpha$, тому спостерігається збільшення температури випускних газів. Сума вказаних виливів знижує витрату повітря і потужність двигуна.

На двигунах 5ТДФ та його модифікаціях підвищення температури повітря на впуску на 1 °С викликає зменшення потужності на 0,8…1,1 кВт та підвищує температуру випускних газів на 4°С.

Збільшення температури навколишнього середовища веде до підвищення температури $t_s$ повітря після компресора наддуву до 200 °С, що викликає коксування мастила у проточній частині компресора, впускних і випускних вікнах.

Коксування проточної частини компресора пов’язане з подачею суміші мастильних парів й газів, що поступають у вхідник компресора крізь систему суфлірування. Вже після 10…15 годин роботи двигуна при температурі всмоктування 40 °С і більше зменшується ступінь підвищення тиску на 2…3 %, що зменшує витрату повітря. Коксування елементів компресора по-різному впливає на його параметри. Доля витрат, обумовлена забрудненням дифузору, складає 53 %, середнього корпусу й вхідника – біля 30 %, а робочого колеса – до 20 %.

Стабілізація параметрів наддуву здійснюється за допомогою промивки проточної частини компресора мастилом, що подається у вхідник дозатором. Промивку проводять після кожних 20 год. роботи двигуна. При цьому за термін 10 хв. на вхід компресора подають 2,5…5 л мастила при

працюючому компресорі. Такий захід дозволяє забезпечити мінімізацію втрат повітря під час тривалих випробувань на рівні 1,5…2 %.

Стабілізація параметрів компресора також може бути забезпечена введенням автономної, ежекційної системи суфлювання, але її реалізація пов'язана з додатковими втратами стиснутого повітря й погіршенням паливної економічності двигуна.

Форсування двигуна за літровою потужністю вище 50 кВт/л і підвищення при цьому температури повітря на впуску викликають коксування впускних вікон. Круглі отвори, які мають великий змочуваний периметр, більше коксуються, аніж прямокутні вікна, що сприяє зменшенню втрат потужності до 4 % за будь-яких умов навколишнього середовища.

Збільшення температури випускних газів викликає зростання термічних навантажень елементів випускного тракту, особливо компенсаторів температурних деформацій, патрубків у місцях зміни напряму потоку газу. З метою забезпечення надійної роботи випускного колектора доцільно виготовляти його із сталі ЕІ283, а компенсатори – зі сплаву ЕП941. Треба підкреслити, що рекомендоване літературою охолодження випускних колекторів, на нашу думку, недоцільне для двигунів НТМ.

Ще один аспект, пов'язаний з багатопаливністю дизелів НТМ.

При роботі двигуна на бензині має місце коксування соплових отворів розпилювача із-за підвищення його температури на 30…50 °С внаслідок згоряння палива у зоні носка розпилювача. З метою стабілізації погодинної витрати палива тривалість безперервної роботи на бензині треба обмежувати 30 годинами. Після цього необхідно перейти до роботи на дизельному (реактивному) паливі, що й приведе у наступні 30 годин до повного розкоксування розпилювачів.

При підвищеній температурі навколишнього середовища для усунення створення у системах низького тиску парових пробок від посиленого випаровування бензину тиск в системі треба тримати дещо підвищеним (не нижче 0,35…0,40 МПа). В такому разі пуск двигуна на бензинах А72 і А76 не відрізняється від пуску на дизельному пальному. Пуск дизелів на бензині А93, який має низьке метанове число, неможливий. Тому ЦЧ бензину А93 підвищують за рахунок додавання до 25 % по масі мастила М16ІХІІ-3. Такий захід забезпечує якість пуску двигуна на одному рівні з бензинами А72 і А76.

Робота при високій температурі навколишнього середовища на бензині А93 також викликає збільшення діаметрів та закруглення гострих кромок соплових отворів, що пов'язане з агресивним впливом бромистоводневої кислоти, яка створюється при діянні на етилову рідину високої температури. З метою ліквідації вказаного недоліку необхідно правильно підібрати матеріал розпилювача або покрить.

### *Контрольні запитання та завдання*

1. Які рекомендуються рівні коефіцієнту надлишку повітря для високофорсованих двигунів?
2. Охарактеризуйте методику вибору тиску наддуву і дійсного ступеня стиску.
3. Як вибирати розрахункові режими для агрегатів наддуву?
4. Які основні конструктивні характеристики параметрів газообміну двигунів із поршнями, що рухаються у протилежні боки?
5. Наведіть основні конструктивні співвідношення елементів випускного тракту.
6. Які вимоги ставляться до паливної апаратури?
7. Як класифікувати камери згоряння?
8. Які відомі фази процесів спалахування й згоряння у дизелях? Проаналізуйте особливості процесу згоряння палива у двигунах з жаровою накладкою (можна – на прикладі двигуна 5ТДФ).
9. Наведіть особливості роботи двигунів НТМ у багатопаливному виконанні.
10. Як забезпечити кліматичну пристосованість двигунів НТМ?

# Глава 3. КОНСТРУКЦІЇ ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ НТМ

У цій главі розглянуто конструкції основних вузлів і деталей двигунів НТМ з урахуванням їхніх особливостей, що раніше у періодичній літературі не отримали достатнього висвітлення.

## 3.1. Поршнева група

Поршневий вузол є найбільш відповідальним елементом двигуна, працюючим в умовах великих динамічних термомеханічних навантажень.

Більше половини аварій та зупинок двигунів мають місце внаслідок порушення нормального функціонування поршня та його складових. З форсуванням двигуна за літровою потужністю суттєво зростають труднощі щодо створення надійної конструкції поршня. Сьогодні зусиллями вітчизняних конструкторських й науково-дослідних колективів створені двотактні двигуни НТМ з рівнями літрових потужностей 38…60 кВт/л, що у 1,5…2 рази перевищує відповідні рівні кращих закордонних аналогів.

### 3.1.1. Функції і призначення поршневої групи

Поршнева група призначена для замикання КЗ, сприйняття індикаторного тиску й передачі його зусиль до кривошипно-шатунного механізму.

Відповідно вона виконує такі функції:

- ◊ сприймає зусилля від тиску газів та інерційних сил і передає їх на шатун;
- ◊ передає бокове зусилля від нормальної сили до гільзи циліндра і далі до блоку (корпусу) двигуна;

◊ забезпечує герметичність порожнини циліндра від проривання газів до картера;

◊ обмежує надходження мастила із картера у КЗ;

◊ виконує роль золотникового пристрою для управління газообміном у двотактних дизелях;

◊ забезпечує часткове відведення тепла від робочих газів до охолоджувальної рідини крізь вогневе днище поршня.

### 3.1.2. Умови роботи поршневої групи

Жорсткі умови роботи поршневої групи характеризуються:

- високим рівнем максимального тиску робочих газів у КЗ, які у сучасних двигунах НТМ сягають 15…16 МПа;
- значними силами інерції мас поршня, особливо на такті випуску у чотиритактних двигунах;
- великими швидкостями відносно переміщення, перш за все по відношенню до гільзи циліндрів; середня швидкість поршня за цикл роботи складає 1316 м/с;

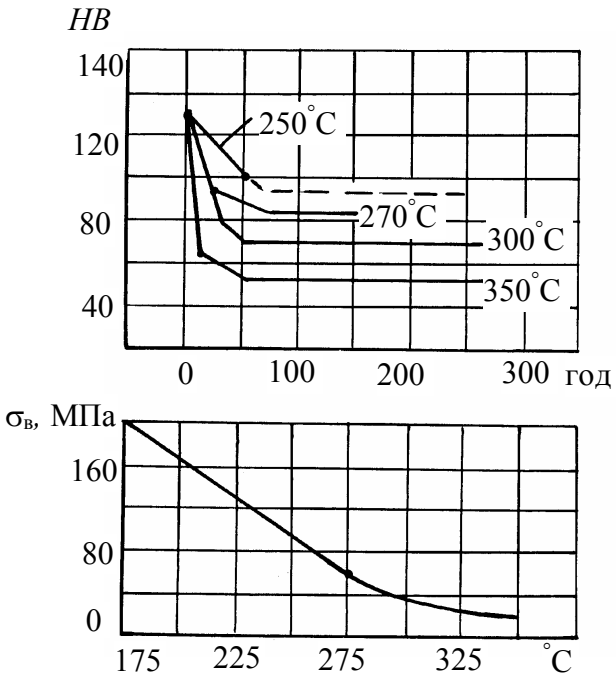



*Рисунок 3.1 – Механічні властивості сплаву АК4-1*

- підвищеними температурами газів у циліндрі, які у бензинових двигунах сягають 2000…2500 °С;
- зниженням міцності матеріалу поршня внаслідок його витримання при високій температурі.

На рис.3.1 наведені механічні характеристики матеріалу АК4-1 в залежності від терміну витримки.

Нарешті для роботи поршня характерний швидкий знос його бокової поверхні, кільцевих канавок, що поясняється недосконалістю скрізного тертя при високій швидкості цих поверхонь.

Треба відмітити також вплив

на роботу поршня та гільзи циліндрів деформацій, обумовлених термомеханічною взаємодією у цьому навантаженому вузлі двигуна.

### 3.1.3. Вимоги до конструкції поршня

Виходячи із функцій поршневої групи, до її конструкції пред'являються такі вимоги:

- мінімально можлива маса при достатній міцності й жорсткості конструкції;
- мінімальні зазори у парі поршень–циліндр;
- мінімальна сприйнятливість із боку КЗ;
- швидке та ефективне відведення теплоти у стінки циліндра;
- необхідний рівень надійності;
- допустима температура у зоні компресійних кілець.

### 3.1.4. Аналіз конструкцій поршнів

Відповідно до означених функцій у конструкції поршня виділяють елементи (рис.3.2):

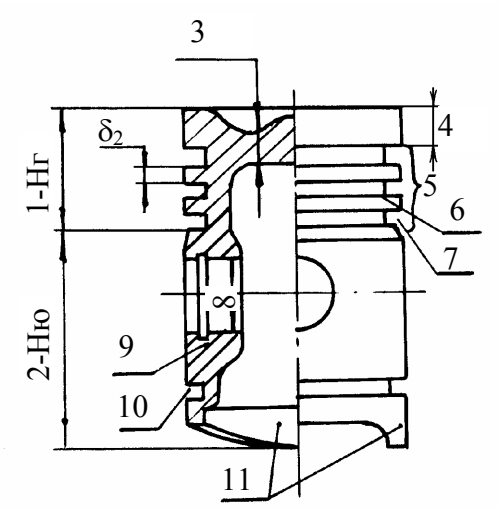



*Рисунок 3.2 – Конструкція монометалевого поршня*

- головку 1 (Нг);
- юбку 2 (Ню);
- днище 3 ($\delta_1$);
- відстань до першого компресійного кільця 4;
- кільцеве ущільнення 5;
- кільцеву перемичку 6 ($\delta_2$);
- канавку під кільце 7;
- отвір під палець 8 ($d_п$);
- бобишку поршня 9;
- канавку під маслозбірне кільце 10;
- "бороду" 11.

За характером спрацьовування перепаду потоку теплоти поршні поділяються на *монометалеві* (рис.3.2) й *складені* (рис.3.3). Конструкція поршня визначається значенням літрової потужності. При літрових потужностях до 20 кВт/л поршні виконуються монометалевими, при більших величинах – складеними.

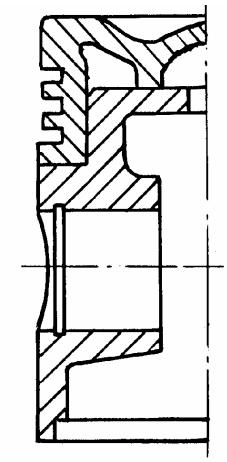


*Рисунок 3.3 – Конструкція складеного поршня*

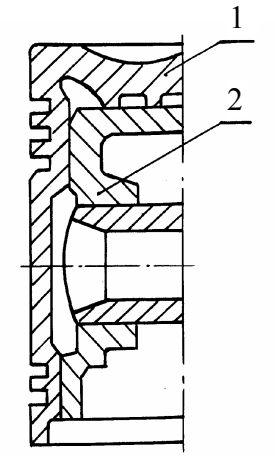



*Рисунок 3.4 – Конструкція складеного поршня із закритим пальцем*

Складені поршні обов'язково включають до себе від'ємну сталеву (або з чавуну) головку, іноді названу накладкою. Основне дроселювання теплоти здійснюється у накладці, яка має низький коефіцієнт теплопровідності.

Складені поршні двотактних двигунів виконуються із закритим поршневим пальцем (рис.3.4). Звичайно корпус поршня 1 виконується із антифрикційного чавуну, а вставка 2 – із легкого сплаву. Це дозволяє зменшити зазори у парі циліндр–поршень, знизити масу поршневого комплекту і герметизувати поршневий палець.

При конструюванні поршня виходять із того, що вибір його елементів визначається типом й форсуванням двигуна.

Основні конструктивні співвідношення поршнів швидкохідних дизелів вантажних автомобілів середньої й великої потужності показані на рис.3.5 та рис.3.6. З них витікає ряд закономірностей, яким підкоряються всі двигуни:

- відстань від торця поршня до першого компресійного кільця

$$a_1 = (0{,}18\ldots0{,}20)D_{\text{ц}};$$

- товщина днища поршня

$$\delta_1 = (0{,}19\ldots0{,}23)D_{\text{ц}};$$

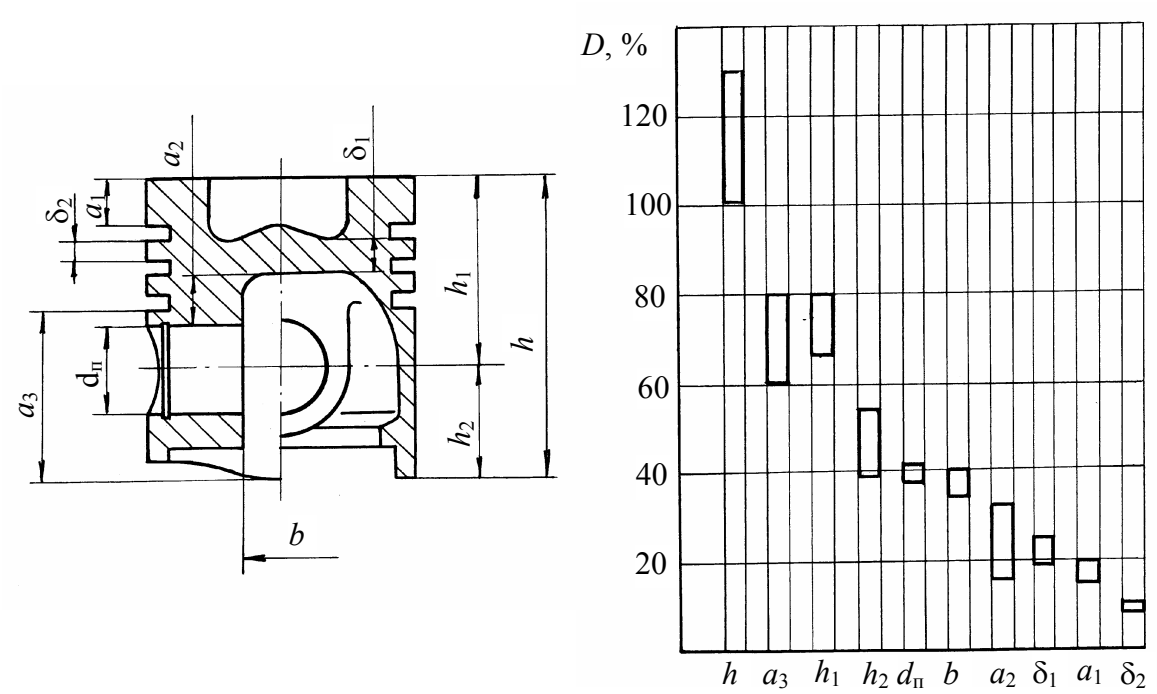



*Рисунок 3.5 – Основні розміри поршнів сучасних вантажних автомобілів середньої потужності*

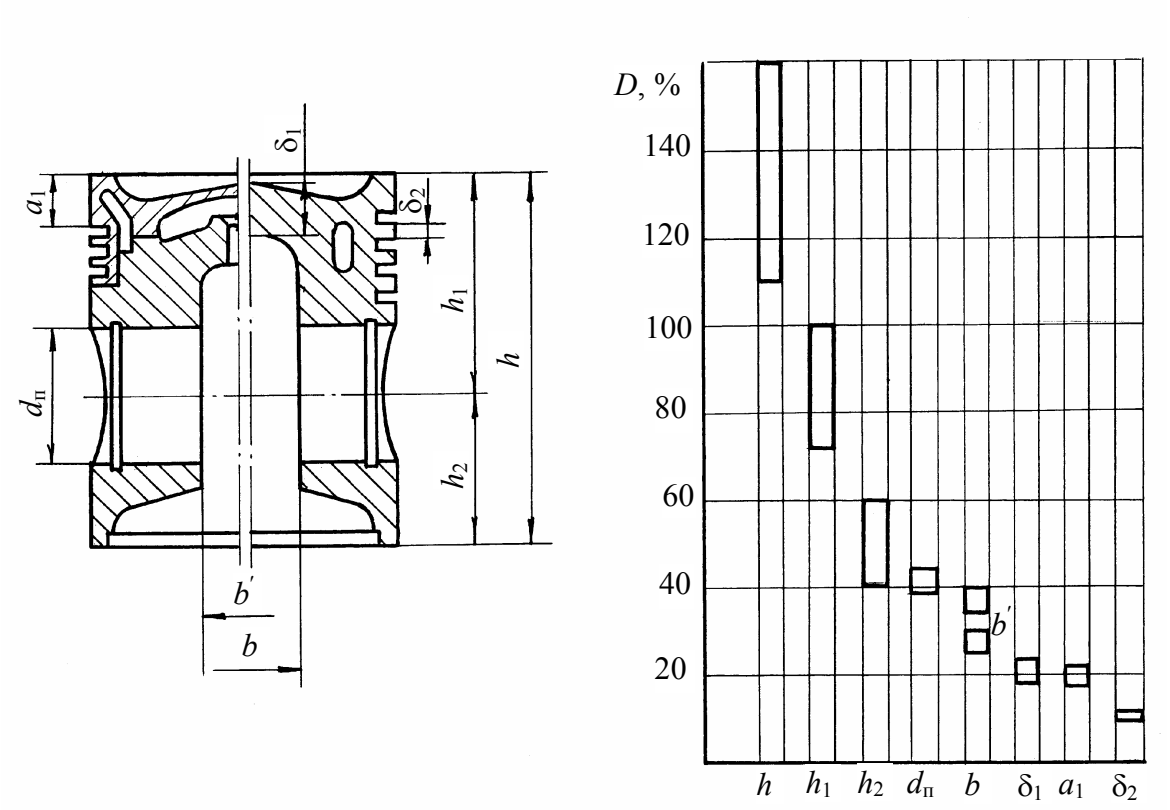



*Рисунок 3.6 – Основні розміри поршнів сучасних чотиритактних дизелів великої потужності*

■ відстань від внутрішньої поверхні поршня до пальця

$$a_2 = (0{,}18\ldots0{,}30)D_{\text{ц}};$$

■ відстань між бобишками поршня

$$b = (0{,}37\ldots0{,}40)D_{\text{ц}};$$

■ діаметр пальця

$$d_{\text{п}} = (0{,}38\ldots0{,}41)D_{\text{ц}};$$

■ відстань від торця поршня до осі пальця

$$h_1 = (0{,}65\ldots0{,}80)D_{\text{ц}};$$

■ загальна висота поршня

$$h = (1{,}1\ldots1{,}3)D_{\text{ц}}.$$

Вказані співвідношення можуть служити початковими даними при проектуванні поршнів швидкохідних двигунів.

За характером сприйняття бокової сили поршні поділяються на *тронкові* й *крейцкопфні*.

У тронкових двигунах нормальна сила сприймається боковою поверхнею поршня.

У крейцкопфних двигунах поршень розвантажений від бокової сили, яку сприймає спеціальний вузол – повзун (рис.3.7).

Така схема поршневої групи використовується на важких великорозмірних суднових двигунах, що мають низьку частоту обертання й великий строк служби.

В *НТМ* використовуються виключно *тронкові* поршні.

За характером знімання теплоти поршні поділяються на *охолоджувані* та *неохолоджувані*. Залежність способу знімання теплоти від рівня форсування двигуна показана на рис.3.8.

Поршні звичайно охолоджуються маслом.

Розрізняють три способи охолодження поршня:

→ оприскуванням;

→ циркуляцією масла в каналах поршня;

→ циркуляцією із збовтуванням.

Для кожного способу охолодження існує оптимальне прокачування масла, при якому досягається найбільший ефект охолодження:

при оприскуванні 6 л/(кВт·год);
при циркуляції 2…3 л/(кВт·год);
при збовтуванні 1,5…2 л/(кВт·год).

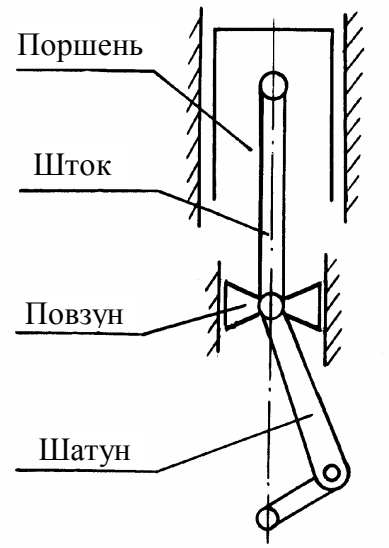



*Рисунок 3.7 – Схема крейцкопфного двигуна*

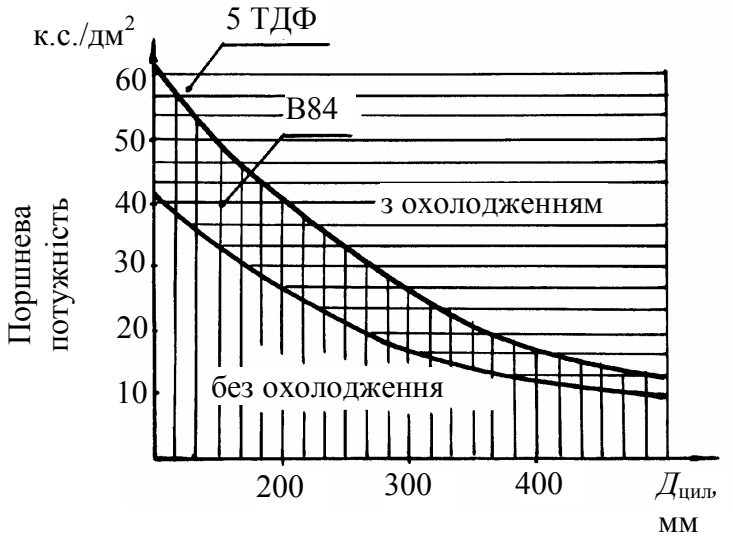



*Рисунок 3.8 – Залежність способу охолодження поршня від рівня форсування двигуна*

Значний ефект отримується при охолодженні поршня методом оприскування (рис.3.9). При русі поршня до НМТ швидкості струменя масла й поршня підсумовуються, та ефект охолодження збільшується. При русі поршня до ВМТ швидкості масла і поршня віднімаються, тому струмінь не може наздогнати поршень. В такому разі охолодження поршня зупиняється. Вказаний спосіб охолодження використовується у разі невисокого рівня форсування дизеля.

Спосіб охолодження поршня оприскуванням крізь шатун (рис.3.9) не потребує додаткових габаритів для розташування сопел, потребує менших прокачувань масла у зв’язку з незмінністю відстані від верхньої головки шатуна до поршня. Однак така подача масла пов’язана із труднощами доставки масла до цієї головки шатуна із збільшенням частоти обертання колінчастого вала. Залежність подачі масла до верхньої головки шатуна двигуна 5ТДФ від цієї частоти обертання показана на рис.3.10.

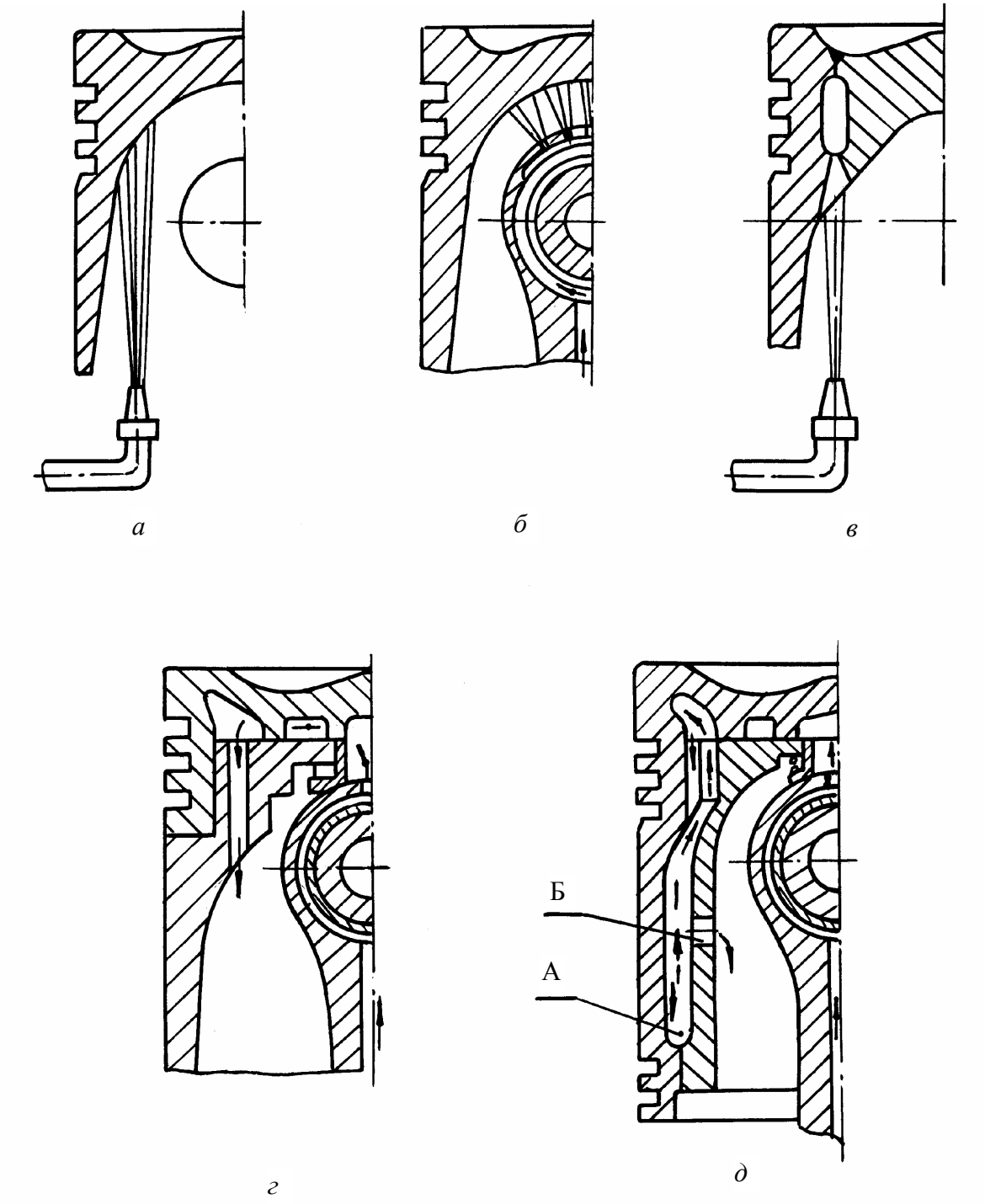



*Рисунок 3.9 – Способи охолодження поршня:*

*а, б* – оприскуванням крізь окремо вставлене сопло або крізь шатун;

*в, г* – циркуляцією у каналах;

*д* – циркуляцією та збовтуванням

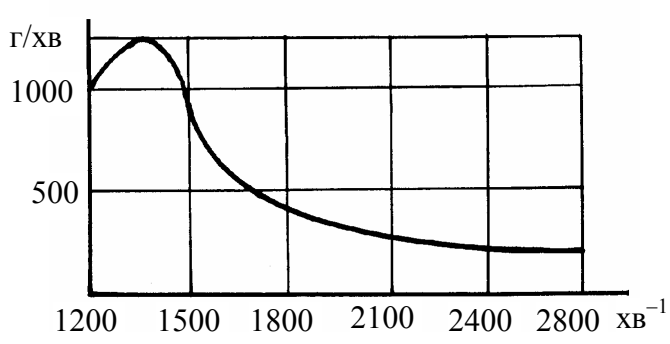



*Рисунок 3.10 – Залежність прокачки масла крізь верхню головку шатуна двигуна 5ТДФ від частоти повороту колінчастого вала*

Прокачування масла зменшується із зростанням частоти обертання колінчастого вала внаслідок відтоку масла із каналу шатуна під впливом сил інерції стовпу масла.

З метою зменшення впливу цих сил інерції підбирають фази підводу масла та їх тривалість, що забезпечують замикання стовпу масла у каналі шатуна:

початок підведення ~ 112 град. П.К.В. до ВМТ;

кінець підведення ~ 130 град. П.К.В. після ВМТ.

Такий спосіб охолодження забезпечує зниження температури корпусу поршня двигуна 5ТДФ у найбільш нагрітих місцях на 15…20 °С.

При охолодженні методом циркуляції масло подається у порожнину в зоні кілець (рис.3.9, в) крізь окреме сопло, захищаючи кільця від перегріву тепловим потоком. За такою схемою виконані поршні фірми VNU, що встановлюються на деяких НТМ.

Аналогічною є схема охолодження складеного поршня із подачею масла крізь шатун (рис.3.9, г).

Найбільший ефект охолодження досягається при циркуляції масла з подальшим збовтуванням (рис.3.9, д). Масло, проходячи шлях від центра до периферії, зливається не до картера, а в порожнину поршня “А”. Рівень масла у порожнині визначається положенням отвору “Б”. Під дією сил інерції масло рухається з більшим прискоренням й повторно ударяється у головку. Сума цих факторів, що залежить від розташування отвору “Б”, і визначає ефект охолодження. Така схема застосовується на тепловозних двигунах Д100.

### 3.1.5. Аналіз теплопотоків, що перетікають крізь поршень

На основі аналізу теплових потоків встановлено, що у дизелях теплопотік від газів до поршня складає до 6 % від теплоти, яка вноситься паливом в одиницю часу або 15…20 % від ефективної потужності.

Рядом досліджень встановлено, що основне тепловиділення від поршню у циліндр здійснюється не крізь кільця, а крізь юбку. Поршневі кільця звичайно мають зносостійкі покриття, теплоізолюючі шари нагару й лаків та не мають безпосереднього контакту із металевими поверхнями поршня і циліндра. Тому теплопотік крізь кільця не перевищує 20…25 % від підведеної до поршня теплоти.

Корпус поршня, який виконано із алюмінієвого сплаву, має у три рази більший коефіцієнт теплопровідності порівняно із чавуном або сталлю, тому даний елемент поршневої групи є основною транспортною артерією для відведення теплоти. Від корпусу поршня у масло відводиться до 20 %, а у воду – до 70 % від уведеної в поршень теплоти.

### 3.1.6. Корпус поршня

Корпус поршня є основним елементом, що передає зусилля до шатуна або забезпечує відведення теплоти, або сполучає ці функції залежно від конструкції двигуна.

Він виконується із високоміцного антифрикційного чавуну або алюмінієвого висококременистого сплаву, що отримують литтям або деформуванням.

З метою усунення розбивання канавок під верхні компресійні кільця корпуси поршнів із алюмінієвих сплавів виконуються складеними за рахунок кільцетримача із чавуну або сталі, що має коефіцієнт лінійного розширення, близький до алюмінієвого сплаву з $\alpha_т = (18…20)\cdot10^{-6}$ град$^{-1}$. У монометалевих поршнів сполучення корпусу з кільцетримачем (із чавуну марки нірезист) здійснюється за рахунок молекулярних сил зчеплення при заливці (альфін-процес), а у складених поршнів – за рахунок напресування сталевого кільцетримача із сталі 40Г18Ю3Ф.

У складних умовах в корпусі поршня працює поршневий палець, що забезпечує відведення теплоти від верхньої головки шатуна. При мінімальних питомих тисках до 35 МПа допускається робота поршневого пальця безпосередньо по корпусу поршня; при більших питомих тисках необхідно

у цій зоні встановлювати втулки (у верхній головці шатуна). Особливою складністю відрізняються умови роботи поршневого пальця на двотактних двигунах з таких причин:

- відсутність перекладання пальця;
- відсутність організованого підведення масла до з'єднання палець-втулка;
- наявність обдування пальця гарячим повітрям й газами.

Внаслідок вказаних причин у з'єднанні палець–втулка спостерігається контактно-корозійний знос останньої, що викликає наддув картерів у процесі тривалої роботи. З метою усунення вказаного дефекту запроваджується *азотування* робочої поверхні втулки. Пара тертя, що складається із втулки, виготовленої з сталі 18Х2Н4МА з азотованою поверхнею, і поршневого пальця із сталі 20Х2Н4А-Ш з цементованою поверхнею (при рівнях твердості $HV \geq 600$ та $HRC_э \geq 61$ відповідно), працює надійно.

*Вибір геометрії корпусу поршня*

У зв'язку з тим, що основне відведення теплоти від поршня здійснюється крізь його поршень, велику роль відіграє форма твірної корпуса поршня, яка повинна забезпечити найбільшу площу контакту з циліндром за відсутністю локальних високих контактних тисків, що порушують цілісність масляної плівки. Відомо, що найбільшою несучою здатністю володіє опорна поверхня, яка описується кубічною параболою у зоні прямолінійного подовження на 1/3 довжини повзуна. Однак на практиці користуватися цією рекомендацією важко, тому що геометрія твірної перемінна за ходом поршня, залежить від режиму навантаження, температур води й масла і т.д.

При виборі геометрії твірної корпусу поршня повинні бути враховані такі міркування:

- твірна у гарячому стані на номінальному режимі повинна наближатися до прямолінійної, але при цьому на кінцевих дільницях повинні зберігатися заниження, що забезпечуватимуть створення гідродинамічного клину масла при прямому та зворотному рухах поршня;
- силові деформації корпусу поршня від газових і нормальних сил, що викликають овалізацію;

- характер розподілення температур у площині пальця та в перпендикулярній площині; у площині пальця температура корпусу завжди вище на 20…25 °С, завдяки великим масам метала із-за наявності бобишок;
- максимальний діаметр поршня у гарячому стані не повинен перевищувати мінімального діаметра циліндра у холодному стані, що роблять з метою виключення заклинювання поршня при різких зупинках.

Поршні, що зроблено на основі таких передумов, мають у холодному стані бочкотвірну форму за висотою й овальну – у поперечному перерізі (рис.3.11). Указана геометрія реалізується на поршнях за допомогою об'ємних копірів.

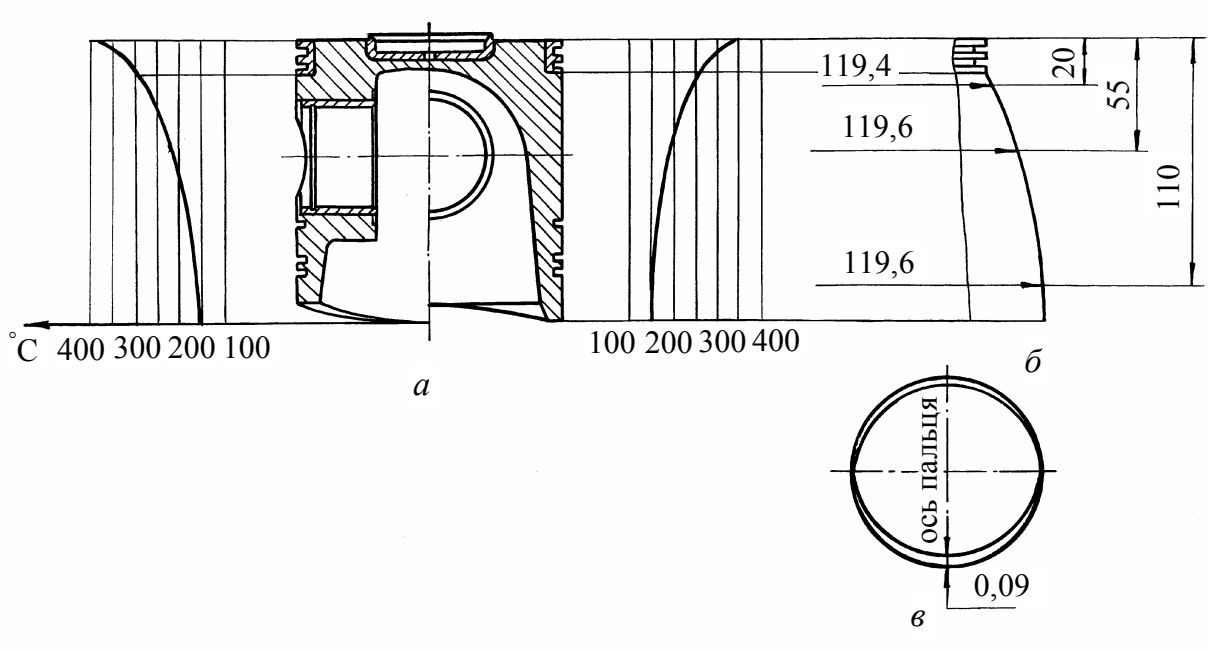



*Рисунок 3.11 – Температура корпуса поршня й геометрія його твірної:*
*а* – температура корпуса поршня; *б* – геометрія твірної поршня;
*в* – геометрія поршня у поперечному перерізі

*Несуча здатність корпуса поршня*

Вона залежить від питомого тиску між корпусом поршня і циліндром, який для двигунів НТМ не повинен перевищувати 0,6…1,2 МПа.

З форсуванням двигуна, як правило, немає можливості збільшувати довжину частини поршня з метою зниження питомого тиску, тому вишукують інші шляхи збільшення несучої здатності. Для поліпшення умов змащення поршня й локалізації місцевих прихваток збільшують маслоєм-

ність зовнішньої поверхні шляхом нанесення лунок у вигляді синусоїд або канавок, що перехрещуються (рис.3.12). При цьому площа вказаних фігур по відношенню до опорної площини поршня складає 15,25 та 40 % відповідно. Із вказаних корпусів поршнів найбільшу несучу поверхню мають поршні із канавками, оскільки, маючи великі об'єми масла на зовнішній поверхні, вони мають величезну здатність до локалізації місцевих посхоплювань і регенерації масляної плівки.

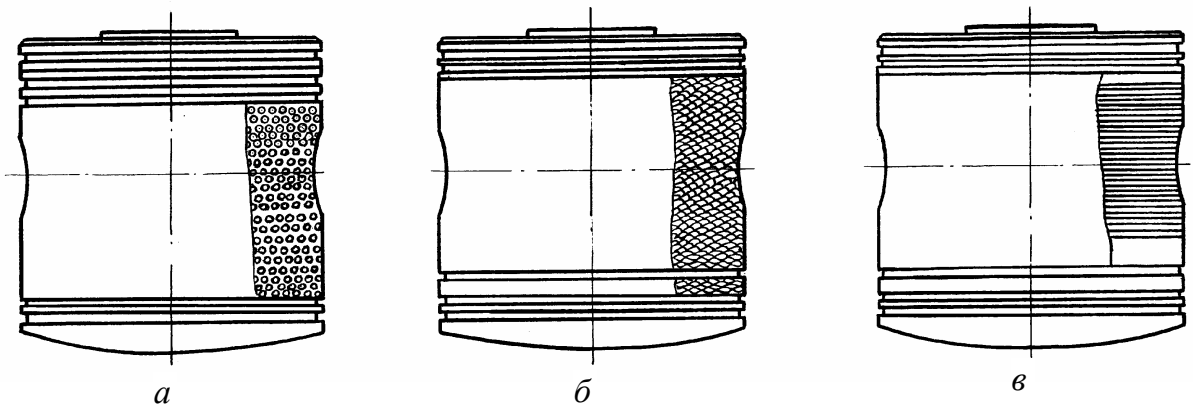



*Рисунок 3.12 – Збільшення несучої здатності корпуса поршня:*
*а* – з лунками (зменшення опорної поверхні на 15 % при літровій потужності 38 кВт/л); *б* – з синусоїдами (те ж на 25 % при 45 кВт/л); *в* – з канавками (те ж на 40 % при 60 кВт/л)

*Методологія визначення оптимальної форми зовнішньої геометрії корпусу поршня*

Вибір геометрії зовнішньої поверхні корпусу поршня здійснюють після розроблення конструкції двигуна, виконання тепломеханічних і динамічних розрахунків. На базі таких даних визначають температурне поле поршня методом теплової аналогії, його деформативність і розраховують геометрію поршня у холодному стані. Потім вже методом послідовних наближень коректують її за результатами випробувань на одноциліндровому відсіку.

### 3.1.7. Жарове кільце

На всіх етапах створення та доводки двигунів поршень являє собою об'єкт пильної уваги його розробників. Але й за останнє п'ятдесятиріччя

можна назвати небагато конструктивних рішень, що змінили наші уявлення щодо їх принципів та суттєво поліпшили роботу поршневої групи форсованих двигунів для НТМ. Саме до таких рішень слід віднести жарове кільце.

Жарове кільце вперше було запропоновано німецьким вченим Мадером і використовувалося на авіаційних двотактних двигунах фірми ЮМО. Однак жарове кільце на двигунах цієї фірми працювало не більше 75… 100 год., що задовольняло вимоги авіації, але не могло задовольнити вимоги наземної техніки. Задача суттєвого збільшення ресурсу, розробка науково-технічних основ функціонування й завантаженості жарового кільця вперше розроблена харківськими конструкторами й вченими при створенні двигунів для НТМ типу 5ТДФ.

*Призначення та умови роботи жарового кільця*

Жарове кільце виконує важливі функції, в тому числі: зменшує об'єм шкідливого простору КЗ, визначає чітко фази газорозподілу, захищає компресійні кільця і корпус поршня від безпосереднього зіткнення з гарячими газами.

Тепер – щодо умов роботи жарового кільця.

На нього діють перемінні тиск та температура газів у циліндрі. Передається теплота за допомогою контактного теплообміну з деталями поршня, тепловипромінювання від накладки й тертя об циліндр і проставку.

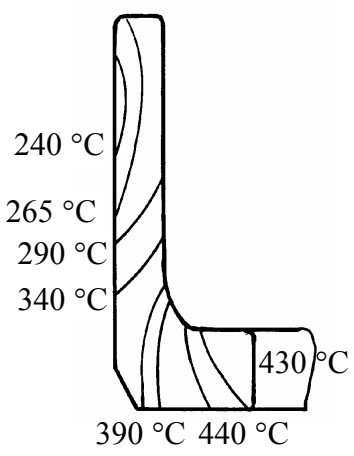



*Рисунок 3.13 – Температура жарового кільця на номінальному режимі*

З метою зменшення дії ударної хвилі тиску жарове кільце зверху прикрито буртиком. Внаслідок дроселювання газів між жаровим кільцем і накладкою діє тиск $p_1 = 0{,}8 \cdot p_{газ}$ . Тиск за жаровим кільцем складає $0{,}1 \cdot p_{газ}$ і залежить від стану опорних поверхонь і режиму випробувань.

До жарового кільця теплота підводиться по внутрішній поверхні у місці контакту з проставкою, а відводиться – у місці контакту зовнішньої поверхні із циліндром. Температурне поле жарового кільця на режимі номінальної потужності показано на

рис.3.13. Низ жарового кільця має температуру біля 430…440 °С, верх – 240…260 °С.

У момент відкриття вікон жарове кільце впускної сторони спочатку обмивається газами, а потім – повітрям; жарові кільця випускної сторони омиваються газами.

Робоча поверхня жарового кільця працює в умовах обмеженого змащення, при цьому у районі роботи жарового кільця температура дзеркала циліндра складає 140…190 °С.

*Конструкція жарового кільця*

Жарові кільця виконуються за розрізною та нерозрізною схемам.

*Розрізні* жарові кільця працюють за звичайною схемою компресійних кілець з тією відміною, що вони мають меншу власну пружність й ущільнений замок. Розрізні жарові кільця застосовуються на англійських двигунах НТМ К60 фірми Лейланд, К060 фірми Роллс-Ройс, американських двигунах фірми GMC та інш.

*Нерозрізні* жарові кільця застосовуються значно рідше. Для його монтажу потрібна складена конструкція поршня. Жарове кільце (рис.3.14) складається із манжети й ніжки, сполучених поміж собою подвійним плавним радіусом. Зовнішня поверхня кільця вкрита хромом. Основні конструктивні співвідношення такого кільця:

висота кільця $h = (0{,}1…0{,}12)\cdot D$;

висота ніжки $h_1 = (0{,}02…0{,}022)\cdot D$;

товщина манжети $a = (0{,}0125…0{,}013)\cdot D$;

товщина ніжки $b = (0{,}040…0{,}045)\cdot D$.

Жарове кільце виконується із високолегованих сталей. За минулі роки тривалої експлуатації перевірені сталі 65Г, 65С2ВА, Х12М, 4Х5МФС-ІІІ; остання виявлена найміцнішою. Залежність механічних властивостей вказаних сталей від температури випробувань показана на рис.3.15.

З метою підвищення міцності від утоми жарового кільця заготовка його виконується методом розкатки за типом зовнішніх обойм підшипника, що забезпечує напрям волокон металу, який відповідає його зовнішньому контуру.

Для підвищення зносостійкості зовнішньої поверхні кільця послідовно використовувалися чистий хром, легований молібденом або вольфрамом. Зносостійкісні та жаростійкі характеристики вказаних покрить показані на рис.3.16.

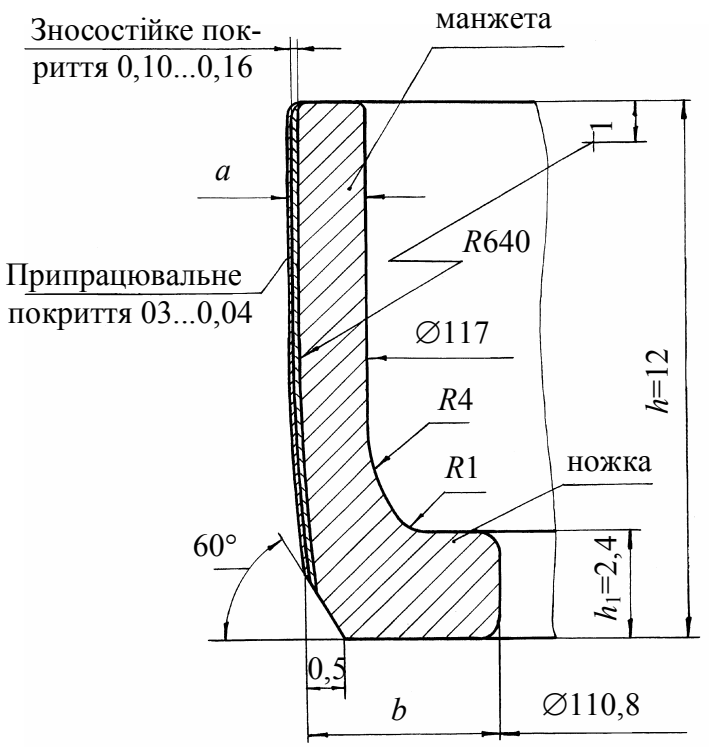



*Рисунок 3.14 – Жарове кільце*

Найкращі зносостійкісні якості, найменше зниження твердості у зоні температур, найменший вплив на зниження міцності від утоми основного металу виявляє хромовольфрамове покриття, яке наноситься гальванічним методом. При цьому вольфрам вводиться у ванну у складі кислоти і знаходиться у зваженому стані за рахунок постійного перемішування.

Для збільшення маслоємності на зовнішній поверхні виконувалися точкові й канавкові пори, гвинтові канавки. Оптимальним з точки зору зносостійкості і роботи в умовах запилення слід вважати реалізацію канавкових пор на жарових кільцях впускного боку та гвинтових канавок – випускного боку.

Для поліпшення припрацювання жарових кілець на зовнішню поверхню наноситься гальванічним способом м'яке покриття. Як припрацювальне покриття перевірялися свинець, срібло, мідь – дисульфід молібдену, мідь – дисульфід молібдену – диоксид кремнію, що мають

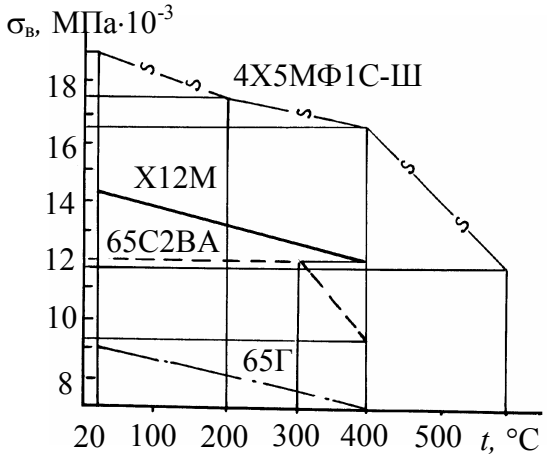



*Рисунок 3.15 – Залежність тимчасового опору розриву сталей від температури випробувань*

коефіцієнт тертя 0,16; 0,152; 0,02; 0,013 відповідно. Слід відмітити, що при температурах вище 400 °С мідь – дисульфід молібдену із припрацювального перетворюється у абразивне покриття внаслідок інтенсивного окислення молібдену та створення твердих оксидів. Вказана межа небезпечного перетворення зсувається в сторону більш високих температур при добавці до вказаного припрацювального покриття диоксиду кремнію.

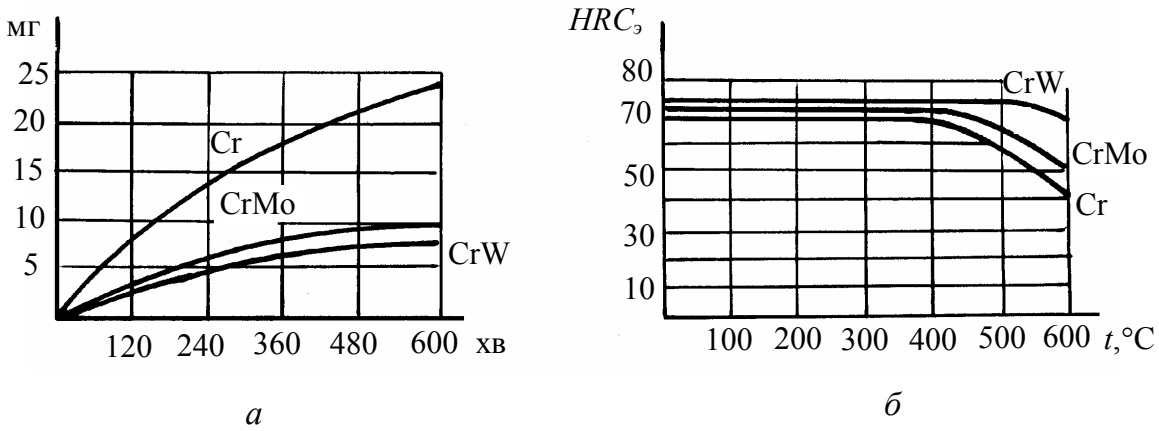



*Рисунок 3.16 – Залежність показників покрить:*
*а* – зносу від часу випробувань; *б* – твердості від температури випробувань

Припрацювальне покриття зберігається на жаровому кільці протягом 100 год. роботи.

Великий вплив на працездатність жарового кільця має форма зовнішньої твірної. Вона повинна бути такою, аби забезпечити контакт на висоті 5…7 мм від верхнього торця, виключити контакт манжети у районі полиці, забезпечити ущільнення циліндра підчас всього ресурсу роботи. Із перевірених варіантів зовнішньої твірної кільця (конус; 2 конуси; циліндр і конус; частка синусоїди, сфери радіусом 350, 640, 1000, 1500 мм) найкращі результати отримані при виконанні зовнішньої поверхні за сферою радіусом 640 мм зі зміщенням сфери на 1 мм від верхнього торця при забезпеченні різниці діаметрів на висоті 10 мм у межах 0,14…0,16 мм. Вказаний розмір потребує вимірювань з регламентацією зусиль на ніжках індикатора, оскільки при великих зусиллях має місце деформація кільця й спотворення істинних величин перепадів діаметрів.

З метою підвищення міцності від утоми внутрішній діаметр манжети й полиці поєднані дворадіусною галтелею.

Для виключення появи “бороди” у місці сполучення зовнішньої поверхні й нижнього торця виконується фаска.

*Принцип роботи жарового кільця*

Ущільнення робочого простору й захист компресійних кілець здійснюється за рахунок прогріву кільця та його подальшого контакту із циліндром. Прогрів жарового кільця здійснюється від газів, контактного та променевого теплообмінів і, нарешті, тертя.

За своєю початковою конструкцією жарове кільце було розроблено для авіаційного двигуна, що працював при постійних навантаженнях.

Існував погляд, що жарове кільце на двигуні НТМ не забезпечить ущільнень в умовах безперервно змінних навантажень, тобто воно не може бути надійним, всережимним. Дослідження виявили, що жарове кільце виконує свої функції після 15…17 обертів колінчастого вала холостого режиму при $n$ = 700…800 хв$^{-1}$. Тобто жарове кільце виконує свою функцію в умовах малих навантажень. В цьому виявляється одна із найважливіших якостей нерозрізного жарового кільця – саморегулювання.

Принцип саморегулювання проявляється у тому, що температура жарового кільця мало залежить від навантаження із-за автоматичної зміни зусилля притиснення до дзеркала циліндра, чим забезпечується баланс підведення-відведення тепла. Звідси – важливий висновок щодо малого впливу форсування двигуна за середнім ефективним тиском та температурою нагріву жарового кільця. Зміна, наприклад, середнього ефективного тиску з 0,5 МПа до 1,0 МПа (тобто у 2 рази) викликає підвищення температури манжети жарового кільця від 190 до 220 °С або на 15 %. Така властивість жарового кільця відкриває можливості подальшого форсування й розвитку конструкції двигуна даної розмірності.

Можливості саморегулювання жарового кільця не безмежні. Величина діаметрального зазору у парі “жарове кільце – циліндр” для дизеля 5ТДФ складає (0,0012…0,0014)·$D$ або 0,14…0,16 мм. Із збільшенням вказаного зазору температура жарового кільця зростає, і при досягненні граничного значення стабілізується. При цьому, економічність двигуна погіршується. Збільшення зазору приведе до зменшення контакту жарового кільця з циліндром, а у подальшому – до його відсутності. Це викликає почорніння жарового кільця ,і воно перестає виконувати свої функції.

Максимальні зазори, при яких жарові кільця втрачають свою ущільнювальну здатність, звуться верхньою межею (границею) працездатності кільця. Для двигунів типу 5ТДФ граничні верхні зазори складають (0,0025…0,0027)·$D$ або 0,30…0,32 мм.

Із зменшенням зазору у парі жарове кільце-циліндр поліпшується економічність двигуна, знижується температура кільця. Однак зменшення монтажного зазору приводить до збільшення притискуючого зусилля жарового кільця до циліндра, що наближує їх до передзадиркового стану, який є нижньою границею працездатності жарового кільця (0,0008…0,001)·$D$ або 0,10…0,12 мм.

Таким чином, з наведених даних бачимо, що жарове кільце працездатне у вузькому діапазоні зазорів від 0,14…0,16 до 0,30…0,32 мм.

Ущільнення робочого простору (КЗ) жаровим кільцем здійснюється за рахунок його контакту із дзеркалом циліндра. Величина контактного тиску, МПа, визначається двома факторами, тобто

$$p_{жк} = p_т + p_{кг}\ , \qquad (3.1)$$

де $p_т$ – тиск від теплового розширення, МПа; $p_{кг}$ – контактний тиск газів, МПа.

Величина тиску від теплового розширення залежить від натягу у парі “жарове кільце – циліндр”, який визначається різницею діаметрів жарового кільця та циліндра, мм:

$$\delta_{ж.к} = d_{ж.к} - (\ d_{цил} - \Delta\ d_{цил}),$$

де $d_{ж.к} = d'_{ж.к}\cdot(1 + d_{ж.к}\cdot\Delta t_{ж.к})$, мм – діаметр манжети жарового кільця у нагрітому (робочому) стані;

$d_{цил} = d'_{цил}\cdot(1 + d_{цил}\cdot\Delta t_{цил})$, мм – діаметр циліндра у робочому стані;

$\Delta\ d_{цил} - f(p_{газ})$, мм – збільшення діаметра циліндра від тиску газів $p_{газ}$.

Наведено приклад для складеного поршня дизеля 5ТДФ.

Жарове кільце має температуру манжети біля 270 °С, тобто діаметр у робочому стані

$$d_{ж.к} = 119{,}86 + (1 + 127\cdot250\cdot10^{-6}) = 120{,}24 \text{ мм}.$$

Діаметр циліндра у робочому діапазоні температур складає:

$$d_{цил.\ min} = 120\cdot(1 + 11{,}7\cdot120\cdot10^{-6}) = 120{,}168 \text{ мм};$$

$$d_{\text{цил. max}} = 120\cdot(1 + 11{,}7\cdot 140\cdot 10^{-6}) = 120{,}195 \text{ мм}.$$

Величина пружної деформації циліндру від дії газових сил на порядок менша теплового розширення, тому її можна не враховувати. Тоді величина теплового натягу між жаровим кільцем і циліндром складає:

$$\delta_{\text{ж.к}} = 120{,}240 - (120{,}168\ldots 120{,}195) = 0{,}045\ldots 0{,}072 \text{ мм}.$$

За даними Б.Я. Гінзбурга, натягу 0,072 мм відповідає (при контакті манжети на висоті 5 мм) тиск від сил пружності ~0,4 МПа.

Наведені дані показують, що тиск від сил пружності теплового розширення змінюється за ходом поршня й у зоні ВМТ знижується до 0, тобто $p_{\text{т}} = 0\ldots 0{,}4$ МПа.

Притискне зусилля від тиску газів знайдемо, виходячи із умов сумісності деформацій жарового кільця і циліндра, МПа:

$$p_{\text{кг}} = \frac{p_{\text{ст}}}{1 + \Delta_{\text{жк}} \cdot E_{\text{жк}} \Big/ \Delta_{\text{цил}} \cdot E_{\text{цил}}},$$

де $p_{\text{ст}}$ – притискне зусилля манжети на стінку циліндра, МПа.

Із розгляду розподілу тиску газів в районі жарового кільця отримуємо:

$$p_{\text{ст}} = 0{,}8\, p_{\text{газ}} - (0{,}1\ldots 0{,}4)\, p_{\text{газ}} = (0{,}7\ldots 0{,}4)\, p_{\text{газ}},$$

$\Delta_{\text{ж.к}}$, $\Delta_{\text{цил}}$ – відповідно осереднені товщини стінок жарового кільця й циліндра; $E_{\text{ж.к}}$, $E_{\text{цил}}$ – відповідно модулі пружності матеріалів жарового кільця і циліндру.

Якщо прийняти $E_{\text{ж.к}} \approx E_{\text{цил}}$; $\Delta_{\text{ж.к}} = 2$ мм; $\Delta_{\text{цил}} = 8$ мм, маємо:

$$p_{\text{кг}} = \frac{(0{,}7\ldots 0{,}4)p_{\text{газ}}}{1 + \dfrac{2}{8}} = 0{,}8(0{,}7\ldots 0{,}4)p_{\text{газ}} = (0{,}56\ldots 0{,}32)p_{\text{газ}}\ .$$

Тоді загальне тиснення

$$p_{\text{жк}} = (0\ \ldots 0{,}40) \text{ МПа} + (0{,}56\ldots 0{,}32)\cdot p_{\text{газ}}\ . \qquad (3.2)$$

Обидві складові загального притиснення змінюються по ходу жарового кільця, оскільки змінним є тиск газів у циліндрі. Вони наведені на рис.3.17. Оскільки при підході до внутрішньої мертвої точки зменшується

значення теплової складової загального тиснення, змінюється характер дії і складової від тиску газів. При підході до ВМТ має місце перерозподіл тиску між зовнішніми й внутрішніми поверхнями жарового кільця і воно частково саморозвантажується від дії максимального тиску при згорянні. Величина розвантаження може змінюватися до 70 % від максимального тиску згоряння. Здатність до саморозвантаження одна з важливіших властивостей нерозрізного жарового кільця, що визначає його принципову відміну від розрізних кілець.

Для виключення задирання жарового кільця його контакт з циліндром повинен відбуватися на висоті 5…6 мм від верхнього торця. При перевищенні допустимої температури полиці жарового кільця на 25…30 °С, полиця контактує з поверхнею циліндра й наступає його задирання, тобто жарове кільце стає нетерморегульованим. Із сказаного виходить, що *жарове кільце працездатне у вузькому температурному діапазоні*.

Таким чином, закінчуючи розгляд питання про принцип роботи жарового кільця, слід відмітити такі його найважливіші якості:

- всережимність;
- саморегулювання рівня температур;
- малу (слабку) залежність температури кільця від середнього ефективного тиску;
- працездатність у вузькому діапазоні зазорів, температур;
- саморозвантаження у зоні ВМТ.

Саме такі властивості жарового кільця відкривають можливість створення поршневої групи з високими показниками питомої потужності і визначають переваги двотактних двигунів щодо рівня допустимих літрових потужностей.

*Контакт жарового кільця з поршнем*

Жарове кільце, крім контакту з циліндром, має додаткову опору на торцеву поверхню поршня, яка виконана у вигляді проставки із сталі УІ107 з твердістю $HRC_э = 44,5…53$.

Із-за осьового перепаду температур проставка і жарове кільце деформуються і контакт поміж ними (рис.3.18, а) відбувається по лінії. Під дією газових сил проставка і жарове кільце прогинаються і тоді здійснюється контакт по всій опорній поверхні (рис.3.18, б).

Таким чином, на кожному ході поршня в місці переходу полиці у манжету кільце деформується, що призводить до утомних пошкоджень його у зоні галтелі.

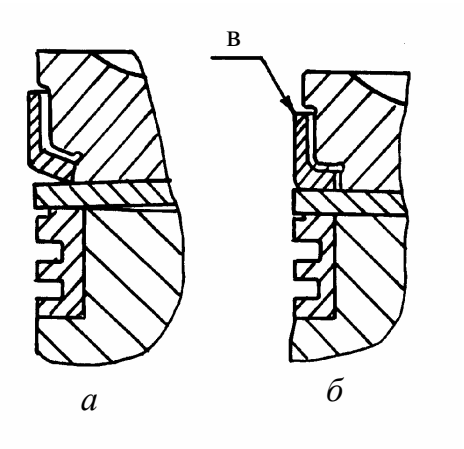



*Рисунок 3.18 – Умови обпирання жарового кільця*

Деформація корпусу поршня від сил тиску газу у площині пальця менша, ніж у перпендикулярній площині, про що свідчать зноси проставки під жаровим кільцем, які у площині пальця на 0,05…0,10 мм більші, ніж у площині коливання шатуну. Обпирання жарового кільця на нерівномірно деформовану проставку призводить до появи максимальних напруг згину у точці "в" (рис.3.18, б).

При перекладанні корпусу поршня проставка інтенсивно переміщується відносно жарового кільця, що викликає його підігрів та знос торця.

Характер обпирання жарового кільця по торцю суттєво впливає на його температурний рівень й напружений стан. Тому знизити температуру кільця, а отож його деформування, доцільно такими способами: зменшенням максимального тиску згоряння; підвищенням чистоти торцевих поверхонь пар, що сполучаються, зменшенням перевалки поршня.

*Рухомість жарового кільця*

Під дією сил газів та сил інерції жарове кільце переміщується в осьовому напрямі між накладкою і проставкою, про що свідчать сліди на з'єднаних деталях та збільшення осьового зазору за гарантійний строк служби на 0,1…0,2 мм. З метою зменшення об'єму закільцевого простору й енергії удару при перекладанні жарового кільця осьовий зазор зменшено з 0,2…0,3 до 0,1…0,2 мм.

Крім осьових переміщень жарове кільце обертається навколо власної осі. Напрям обертання кільця співпадає із напрямом вихрового руху повітряних мас.

*Напружений стан жарового кільця*

У жаровому кільці виникають термомеханічні напруги.

Термічні напруги виникають із-за наявності осьових та радіальних температурних градієнтів. Розрахунки свідчать, що напруги обумовлені перепадами температур, незначні температури і максимум їх у зоні галтелі не перевищують 15…16 МПа.

Механічні напруги, що викликані спільною дією газових сил і сил теплового розширення, є основними. У манжеті жарового кільця при цьому виникають два види напруг – поздовжні та окружні, що визначаються формулами теорії тонких циліндричних оболонок. При цьому поздовжні напруги сягають: на зовнішній поверхні 100 МПа, на внутрішній – 200 МПа; окружні – до 200 МПа як на зовнішній, так і на внутрішній поверхнях. Такі результати з точністю до 10…15 % співпадають з даними тензометрії жарового кільця у спеціальному навантажуючому імітаторі (пристрої).

*Дефекти жарового кільця та заходи по їх усуненню*

Такі дефекти виявляються як при обкатці двигуна, так і у процесі його тривалої роботи.

За термін обкатки дефекти жарового кільця мають характер наблисків, натирів, начосів, задирів зовнішньої поверхні (робочої) манжети (рис.3.19). З метою усунення вказаних недоліків було запропоновано такі заходи:

- обрано оптимальний профіль робочої поверхні кільця, який виконано по сфері радіусом 640 мм;
- визначено оптимальний зазор між жаровим кільцем й циліндром, який складає 0,14…0.16 мм;
- вибрані зносостійке (хромовольфрамове) й припрацювальне (мідь – дисульфідмолібденове – диоксидкремнієве) покриття.

Найбільші труднощі при розробці жарового кільця пов’язані із його руйнуванням у процесі тривалих випробувань. Руйнування кільця від утоми бувають двох видів:

- поздовжні, що починаються на верхній кромці кільця;
- поперечні (окружні), які починаються на внутрішній поверхні кільця та йдуть вздовж радіуса.

Поломки першого виду складали 10 % від кількості поломок та пов’язані із деформацією корпусу поршня від тиску газів. Поломки були

усунені збільшенням жорсткості корпусу поршня, зниженням його температури та максимального тиску згоряння.




*а* *б*

*Рисунок 3.19 – Дефекти жарового кільця:*

*а* – після обкатки; *б* – після тривалої експлуатації;1 – натир; 2 – начіс; 3 – задир; 4 – руйнування вздовж твірної; 5 – те ж, ще й по радіусу; 6 – повне руйнування

Поломки другого виду пов’язані з термомеханічними деформаціями кільця в області галтелі. Введені численні запобіжні заходи зводяться в основному до трьох головних:

- підвищення міцності від утоми кільця за рахунок вибору матеріала, напрямку волокон, введення дворадіусної галтелі;
- зменшення навантажень на кільце за рахунок зменшення перекладань поршня й зниження максимального тиску згоряння;
- зниження температурного рівня поршня за рахунок його охолодження.

Досвід тривалої експлуатації двотактних двигунів наземного транспорту показав високу ефективність запропонованих заходів.

*Особливості використання жарових кілець на чотиритактних двигунах*

Умови роботи жарових кілець на чотиритактних двигунах більш сприятливі, ніж на двотактних, із-за відсутності вікон, вприскування палива у циліндр по центру камери згоряння, більшої жорсткості циліндра, меншої температури накладки, відсутності обдуву кільця гарячими газами й ряду інших факторів.

Запровадження жарового кільця на чотиритактному дизелі дозволяє збільшити циліндрову потужність на 20…25 % при збереженні працездатності кільцевого ущільнення.

*Методи оцінки ефективності заходів по підвищенню надійності роботи жарового кільця*

Ефективність заходів з підвищення надійності роботи жарового кільця оцінюється лабораторними методами і прискореними випробуваннями.

Лабораторним методом, наприклад, оцінюється міцність від утоми кільця шляхом проведення випробувань на пульсаторі з імітацією деформації його на поршні (поздовжні руйнування) або деформації у зоні галтелі на конусній шайбі (поперечні руйнування). Дана методика дозволяє оцінити вплив матеріалів, покриттів, способів зміцнення, напрямів волокон і т.д.

Методом прискорених випробувань (при збільшенні на 10 % максимальної частоти обертання колінчастого вала і на 20 % – максимального тиску згоряння) ведеться комплексна оцінка працездатності жарового кільця. Вказана методика дозволяє отримувати результати у термін 50… 100 год.

Аналіз умов та принципів роботи жарового кільця свідчить, що таке кільце розширює та змінює наші звичайні уявлення щодо меж форсування двигунів. Сьогодні у серійному виробництві вже освоєні двигуни з літровою потужністю 45 кВт/л, а експериментальні зразки опрацьовуються при літрових потужностях до 80 кВт/л.

Нерозрізна конструкція жарового кільця дозволяє забезпечувати високі рівні форсування двигунів НТМ при заданій надійності.

### 3.1.8. Поршневі розрізні кільця

На поршневі кільця припадає 40…50 % всіх механічних втрат. Питома робота тертя на кільцях вища за таку роботу на дзеркалі циліндра, тому їхня твердість повинна бути вищою, ніж у дзеркала циліндра.

Функції таких кілець:

→ ущільнення (герметизація) робочої порожнини;

→ відведення тепла від головки поршня;

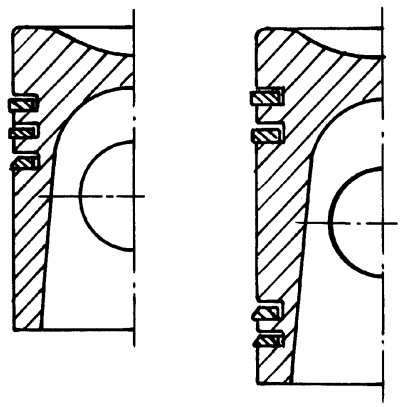
→ запобігання прориву масла з картера до КЗ.

Залежно від функцій, що покладені на поршневі кільця, вони поділяються на ущільнюючі або компресійні, маслозбірні або маслоскидальні.

*Установка кілець на поршні*

Ущільнювальні кільця встановлюються над поршневим пальцем, а маслозбірні – як над пальцем, так і під пальцем залежно від тактності двигуна. На рис.3.20 показана конструкція поршнів двотактних й чотиритактних двигунів. У двотактному двигуні маслозбірні кільця встановлюються під пальцем з метою застереження прориву газів у картер при перебуванні поршня у ВМТ.

Відсутність маслозбірного кільця під пальцем поліпшує умови змащення поршневої групи.



*а* *б*

*Рисунок 3.20 – Комплект поршневого ущільнення:*

*а* – чотиритактного двигуна;
*б* – двотактного двигуна

Поршневі кільця бувають рухомими та нерухомими. Останні застосовуються в основному на двотактних двигунах з метою запобігання проходження кінців замка кільця крізь вікна циліндру, коли не виключено їхнє руйнування. Такі кільця мають незадовільну приробітку, збільшений знос. Сьогодні на форсованих двигунах вони не використовуються.

*Ущільнюючі (компресійні) поршневі кільця*

Ущільнювальні кільця функціонують у складних умовах і зазнають впливи високої температури й значного тиску. У зв’язку з цим температура у зоні першого кільця може сягати 300…320 °С,

що обумовлює його коксування і призводить до втрати рухомості та ущільнюючого діяння.

*Ущільнююче діяння* кілець базується на багаторазовому перетіканні газу крізь торцеві й радіальні зазори. При цьому кільце повинно прилягати до стінки циліндра та торця канавки. В іншому разі, газ, прориваючись по зазорам, викличе перегрів кільця. На рис.3.21 показано розподілення тиску у кільцевому ущільненні із звичайним поршнем та поршнем із жаровим кільцем.

У результаті дроселювання тиск газу від кільця до кільця знижується. На перше кільце поршня без жарового кільця діє до 76 % від тиску газів у циліндрі, на друге – до 20 %, на трете – до 7,5 %. З жаровим кільцем дроселювання проходить ефективніше: на перше кільце діє до 40 % від тиску газів у циліндрі, а на друге – до 7,5 %.

Одним із важливих питань при проектуванні кільцевого ущільнення є питання про *кількість компресійних кілець на поршні*. Оптимальною є кількість кілець, що забезпечує перепад тисків, який дає можливість одержати притиснення кільця до стінки циліндру і торця канавки, виключаючи його радіальну та осьову вібрації. Крім того, кільце, що розташоване останнім зі сторони КЗ, повинно відводити теплоту від поршня. Термометрія поршня дизеля 5ТДФ засвідчила, що при частотах обертання, вищих за 2800 хв$^{-1}$, температура третього кільця вище температури корпусу поршня, але його застосування не обґрунтоване.

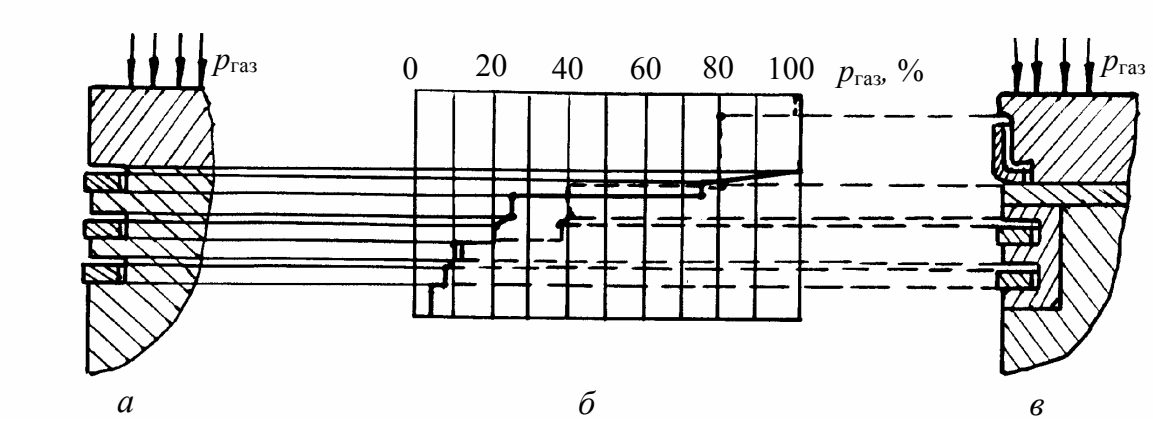



*Рисунок 3.21 – Схема ущільнюючого діяння кілець:*

*а* – поршень без жарового кільця; *б* – рівні тиску;
*в* – поршень із жаровим кільцем

У зв’язку з наведеною інформацією збільшення кількості кілець при форсуванні двигуна також не обґрунтоване. На рис.3.22 показані варіанти конструкції кільцевого ущільнення залежно від рівня форсування, із якого маємо, що при збільшенні літрової потужності з 31 до 54 кВт/л кількість ущільнених кілець навіть зменшено у 2 рази; при цьому якість ущільнення й витрата масла не погіршилися.

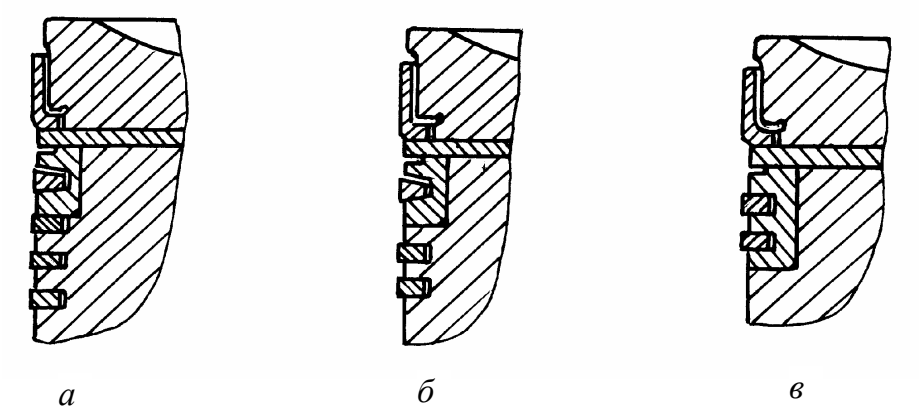



*Рисунок 3.22 – Конструктивні варіанти кільцевого ущільнення двигунів типу 5ТДФ:*

*а* – літрова потужність 31 кВт/л; рік запровадження 1955; *б* – відповідно – 38 кВт/л; 1968; *в* – відповідно – 54 кВт/л; 1980

Ущільнені кільця встановлюються на поршні з радіальними та осьовими зазорами. Діаметральний зазор повинен забезпечити потоплення кільця у канавці, а осьовий – рухомість в будь-яких умовах експлуатації. Двигуни НТМ мають у кільцевому ущільненні діаметральні зазори на рівні (0,004…0,008)*D*, а осьові – (0,001…0,0015)*D*. Внаслідок наявності зазорів і перекладання кілець у ВМТ виявляється *насосна дія кілець*, схематично показана на рис.3.23.

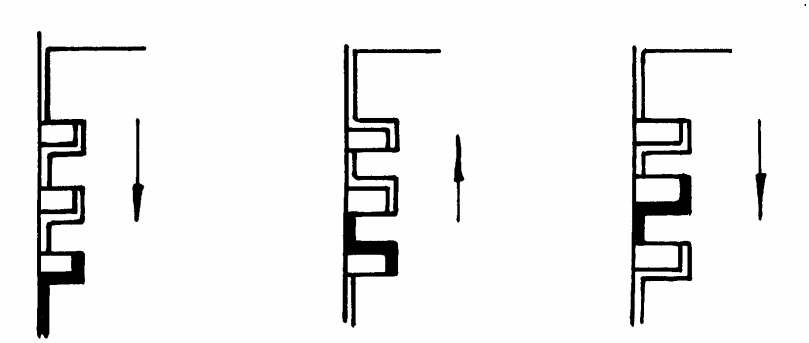


*Рисунок 3.23 – Схема насосної дії поршневих кілець:*

↓ – рух до НМТ;
↑ – рух до ВМТ

З метою зменшення впливу насосної дії кілець на витрату масла на поршні встановлюють маслозбірні кільця із відповідними відведеннями масла. Конструкції поршнів з каналами для відведення масла наведено на рис.3.24.

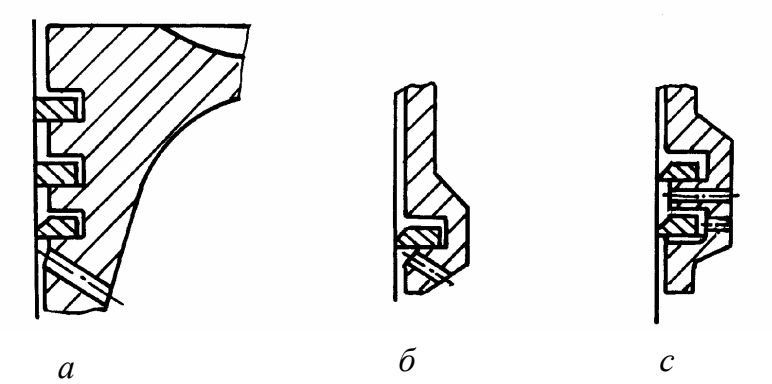



*Рисунок 3.24 – Відведення масла від маслозбірних кілець:*
*а, б* – відведення з-під кільця; *в* – відведення під кільцем та із кільцевої канавки

*Конструкції компресійних кілець* наводяться нижче. Маючи у вільному стані форму, відмінну від циліндра, при монтажі у циліндрі кільце стискується й прилягає до стінок циліндра.

Під впливом сил пружності кільце чинить тиск на стінку циліндра на рівнях: компресійне – 0,3…0,5 МПа; маслозбірне – 0,8…1,2 МПа. При деформуванні у кільці проти замка виникають напруги. Конструкція кільця наведена на рис.3.25.

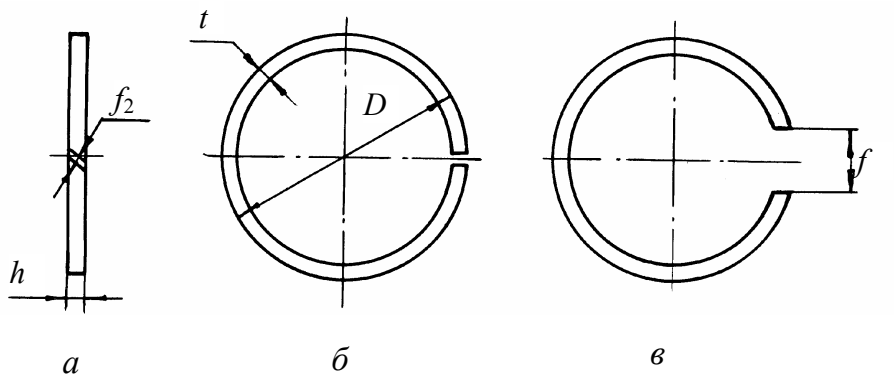



*Рисунок 3.25 – Конструкція компресійного ущільнюючого кільця:*
*а,б* – кільце у робочому стані; *в* – кільце у вільному стані

Основні конструктивні співвідношення кілець:

| | |
|---|---|
| радіальна товщина | $t = (1/25…1/30)D$; |
| висота кільця | $h = (0{,}6…0{,}9)t$; |
| зазор у замку у вільному стані | $f = (3…4)t$; |
| зазор у замку при надіванні на поршень | $f_1 = 8t$; |
| зазор у замку в робочому стані | $f_2 = (0{,}006…0{,}010)D$. |

Як *матеріал для кілець* використовують чавун і сталь.

Для двигунів з невеликим форсуванням при масовому їх виробництві використовується перлитний чавун із дрібнокристалічною структурою, у масі якого рівномірно розподілені зерна графіту. Такий чавун забезпечує найкращу зносостійкість при задовільній міцності.

Заготовки чавунних кілець відливаються у вигляді кілець (маслот), а заготовки сталевих кілець навиваються із дроту у вигляді пружин з подальшим розрізанням на індивідуальні кільця.

Важливе значення для зберігання працездатності ущільнювального кільця має форма його *поперечного перерізу*.

Форми останнього для кілець показані у табл. 3.1.

Найбільш поширеною формою кілець є прямокутник. Однак із ростом рівня форсування кільця мають здатність до втрати рухливості із-за відкладення смол.

За дослідами Рікардо застосування трапецеїдальних кілець дозволяє підігріти поршневі канавки на 40…50 °С без риску втрати рухливості кілець, що відповідає підвищенню потужності на 80 %.

Полутрапецеїдальні кільця у цьому відношенні практично не поступаються трапецеїдальним, зберігаючи при цьому плоску робочу поверхню, що спрощує механічну обробку й поліпшує відведення теплоти.

Принцип роботи трапецеїдального кільця базується на зміні зазору “*a*” при перекладці поршня (рис.3.26) під діянням нормальної сили *N*, що й викликає руйнування коксу й відкладень смоли.

Трапецеїдальні кільця складніші й дорожчі у виробництві. Їх застосовують у якості верхніх кілець на форсованих двигунах, де кільця прямокутного профілю не забезпечують потрібної працездатності.

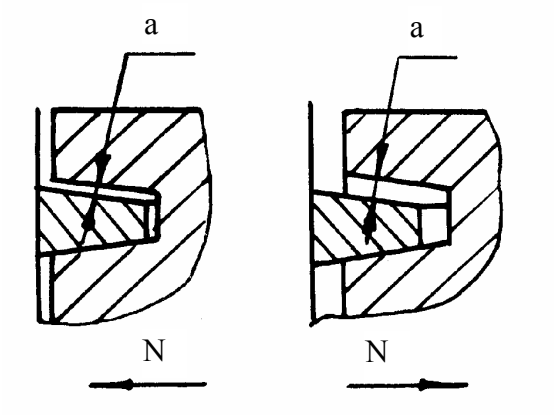
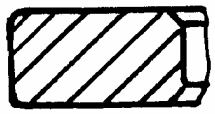
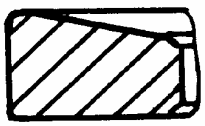
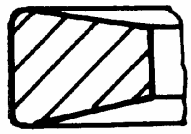
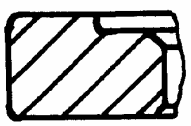
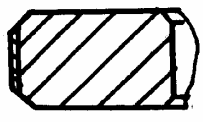



*Рисунок 3.26 – Принцип дії трапецеїдального кільця*

Таблиця 3.1

| Форма перерізу | Найменування кільця | *Застосування кілець* |
|---|---|---|
|  | *Прямокутне* | *Двигуни* народногосподарського призначення |
|  | Полу-трапецеїдальне | *Двигуни НТМ* середнього форсування $N_{e_л}$ до 25 кВт/л |
|  | *Трапецеїдальне* | *Високофорсовані* двигуни НТМ $N_{e_л}$ більше 25 кВт/л |
|  | *Скручуване* | *Двигуни НТМ* середнього форсування |
|  | *Прямокутне* із гострими краями | *Високофорсовані* двигуни НТМ $N_{e_л} \geq 38$ кВт/л |

Трапецеїдальні кільця мають більші осьові зазори у порівнянні із прямокутними; У зв’язку з цим в них менший запас віброусталеності.

Відведення теплоти від кільця, його припрацювання визначаються *формою твірної кільця* (рис.3.27).

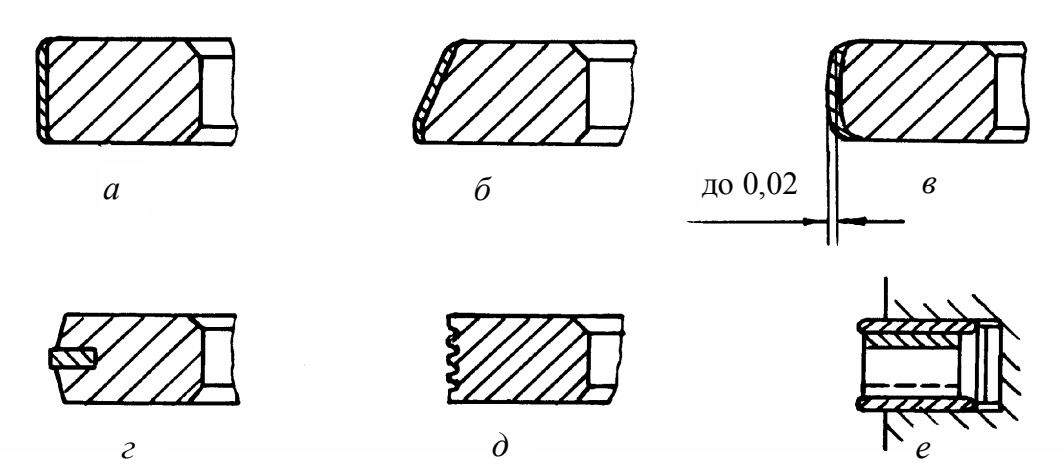



*Рисунок 3.27 – Форма твірної компресійних кілець:*
*а* – циліндрична; *б* – конічна; *в* – бочковидна; *г* – з мідним припрацювальним кільцем; *д* – з кільцевими канавками; *е* – складене

Залежно від геометрії твірної кільця поділяються на такі:

- циліндричні; зовнішня поверхня кільця виконується прямолінійною методом суперфінішної обробки з виконанням радіусів на торцях не менш 0,3 мм під хромування; з метою запобігання виникнення “бороди” радіуси після хромування зашліфовують;
- конічні (або хвилинні) з кутом нахилу твірної 20…40′; такі кільця мають високий питомий тиск, добре припрацьовуються до дзеркала, однак потребують індивідуальної обробки за зовнішнім діаметром;
- бочковидні із перепадом радіусів по висоті до 0,02 мм, який враховує перевалку поршню під дією нормальної сили; кільця складні у виготовленні і застосовуються на високофорсованих двигунах з великою висотою кільця;
- складене із вставкою та мідним припрацювальним кільцем, що полегшує роботу кільця підчас обкатки; застосовується на дизелях типу Д100;
- циліндричні із збільшеною маслоємністю за рахунок виконання кільцевих канавок;

- складені із ускладненою конструкцією з осьовим та радіальним розширювачем.

Найбільш поширеними є кільця із циліндричною твірною, що мають високу технологічність та працездатність.

Поршневі кільця мають змінну температуру по окружності, що поволі збільшується ближче до замка; це пов'язане із проривом газів і підігрівом кільця (рис.3.28). Тому *замки поршневих кілець* виконуються різної форми: ущільненими (рис.3.29, а) та неущільненими (рис.3.29, б, в), прямими (рис.3.29, б) і косими (рис.3.29, в).

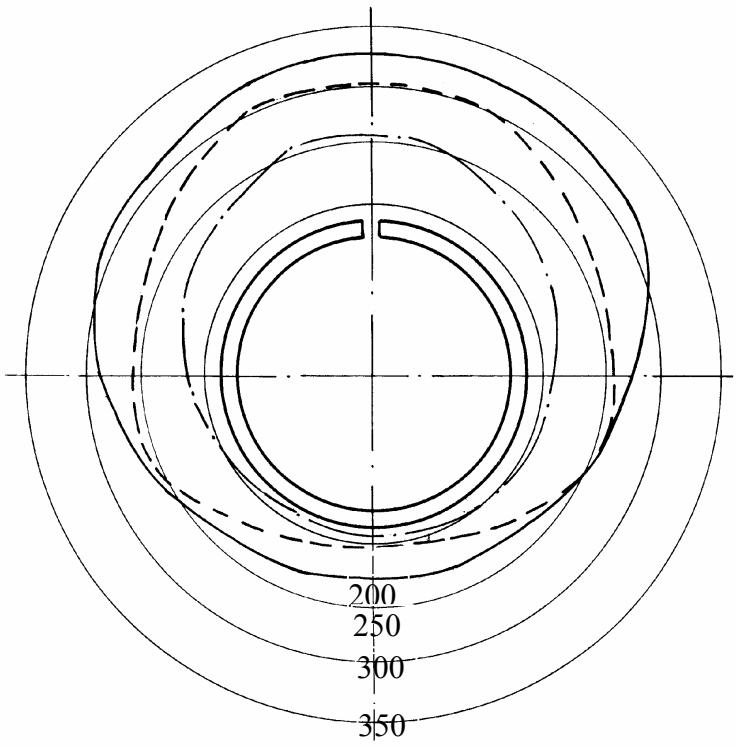



*Рисунок 3.28 – Температурне поле ущільнювальних кілець двигуна 5ТДФ:*
— першого кільця; – – – другого кільця; — · — третього кільця

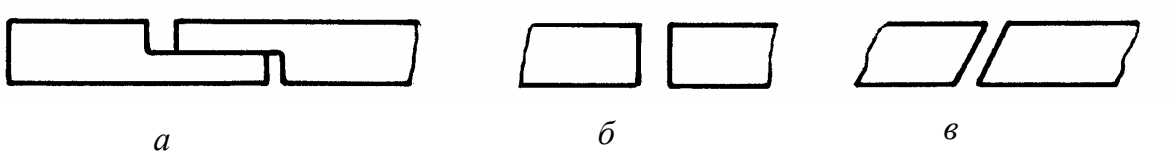



*Рисунок 3.29 – Замки поршневих кілець:*
*а* – ущільнений; *б* – прямий*; в* – косий

Ущільнені замки виконуються на кільцях великої висоти; вони встановлюються на тихохідних двигунах.

Косі замки кращі прямих, бо мають менші прохідні перерізи і забезпечують більшу рухливість кілець.

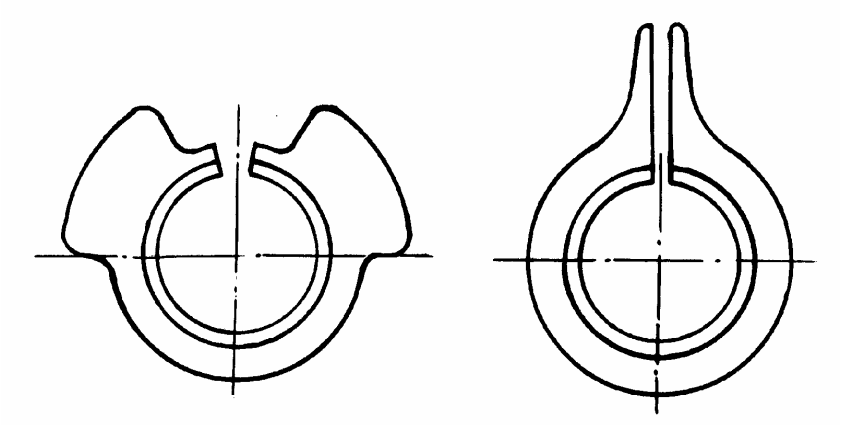
Раніше відмічалося, що ущільнювальне кільце встановлюється у циліндр з конкретним тиском на стінку. Характер розподілу тиску по довжині окружності кільця залежить від типу двигуна.

З метою виключення попадання кінців кільця у вікна циліндрів двотактних двигунів їм надають спеціальну епюру, що забезпечує зменшення тиску коло замка (рис.3.30). Вказана епюра тисків реалізована на двигунах НТМ 5ТДФ і забезпечується термофіксацією на зірочці (оправці) при температурі 610 °С.

Кільця з епюрою тиску, що показані на рис.3.30, б, застосовуються на чотиритактних двигунах. Така епюра забезпечується термофіксацією на “сухарях” (оправці) або спеціальною копирною обробкою.

Характер розподілення тиску кільця на стінку циліндра контролюється багатоопорним епюроміром.

На кільцях двотактних двигунів з метою поліпшення проходження кінців кільця мимо вікон циліндра додатково виконуються заниження (рис.3.31).



*а* *б*

*Рисунок 3.30 – Епюра тисків кільця:*
*а* – двотактного двигуна;
*б* – чотиритактного двигуна

Дефекти ущільнюючих кілець, що виникають у процесі тривалої експлуатації, можуть бути класифіковані за такими ознаками:

- радіальний знос кілець;
- руйнування кільця проти замка;
- множинні руйнування кілець коло замка.

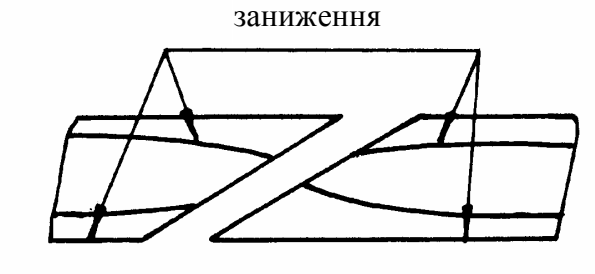



*Рисунок 3.31 – Заниження на зовнішній поверхні кільця*

Перші два дефекти виявляються при стендових випробуваннях. Основною причиною руйнувань та зносів перших кілець є створення нагару на внутрішній поверхні і подальше її притиснення нагаром при перекладці поршня. Для збільшення рухливості кілець з метою поліпшення очищення цієї поверхні доцільне введення косого замка, збільшення термостабільних властивостей масла і зниження температури кільця за рахунок зменшення об'ємів закільцевого простору.

Множинні руйнування кілець виникають через дві причини: нерівномірність зносу опорної поверхні під кільцем та вібрації кільця.

Нерівномірний знос опорної поверхні під кільцем пояснюється різницею температур поршня коло площини пальця й перпендикулярної площини. У площині пальця поршня вони завжди вище на 15…20 °С. Така нерівномірність температур посилюється наявністю "холодильників" у зоні пальця. Доцільно "холодильники" не застосовувати, обмежуючись овалізацією поршня. Найбільш радикальним засобом усунення цього дефекту є установка кілець у сталевий або чавунний кільцетримач.

Найбільш значним дефектом є руйнування кілець із-за вібрації. Вказане руйнування спостерігається у замках на відстані 10…15 мм. Руйнування – утомлене, що починається із зовнішньої твірної кільця. По відношенню до опорної поверхні ці руйнування починаються переважно із сторони робочої поверхні кільця (сторони картера). Кількість руйнуваннь кілець залежить від часу та місця експлуатації. У період "зима – весна" руйнувалося до 3 % кілець, влітку – до 20 %. У районах середньої полоси – до 15 %, у Середній Азії – до 85 %.

Є думка, що причиною руйнування кілець є їх осьова вібрація, яка збільшується з ростом осьового зазору кільця при зносі від запилювання.

З метою прояснення фізичних особливостей цього явища розглянемо умови рівноваги кільця у поршневій канавці (рис.3.32), коли

$$p_{\text{г}} \pm p_j \pm p_f = 0, \qquad (3.3)$$

де $p_г$ – сили тиску газів; $p_j$ – сумарна сила інерції у переносному й відносному рухах; $p_f$ – сила тертя.

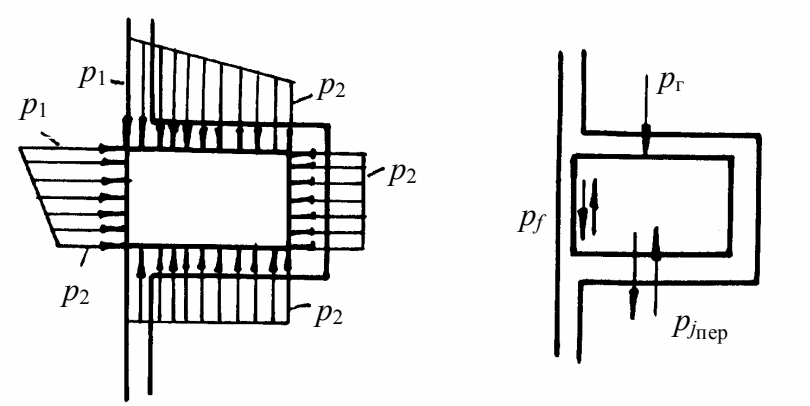



*Рисунок 3.32 – Тиск та сили, що діють*

Результуюча сил тиску газів

$$p_г = 2\pi\left(R_ц - \frac{t}{2}\right)\cdot t\cdot\Delta p = \pi\left(D_ц - t\right)\cdot t\cdot\Delta p\,.$$

Сумарна сила інерції

$$p_{j\text{пер}} + p_{j\text{відн}}\,; \quad p_{j\text{пер}} = m\cdot j_{\text{пер}}\,.$$

Маса кільця

$$m = \pi\,(D - t)\,t\,h\,\gamma\,.$$

Переносне прискорення кільця

$$j_{\text{пер}} = \omega^2\,R\,f\,(\varphi)\,.$$

Відносне прискорення кільця

$$j_{\text{відн}} = \frac{d^2X_{\text{відн}}}{d\,t^2},$$

де $h$ – висота кільця; $\gamma$ – густина матеріалу кільця; $R$ – радіус кривошипу; $\varphi$ – кут обертання колінчастого вала; $X$ – поточний зазор кільця у канавці.

Тоді в області ВМТ $p_j = m\cdot j_{\text{пер}} + m\dfrac{d^2X}{dt}$ і вихідне рівняння матиме вигляд

$$\left.\begin{aligned} &\pi(D-t)t\cdot\Delta p + mj_{\text{пер}} - m\frac{d^2X}{dt} + pf = 0 \\ &\text{або} \\ &p_{\text{г}} + p_{j_{\text{пер}}} + p_f = m\frac{d^2X}{dt}. \end{aligned}\right\} \qquad (3.4)$$

Це рівняння визначає закон переміщення кільця у канавці поршня.

Якщо в області НМТ прийняти $p_{\text{г}} = 0$; $p_f = 0$, тоді

$$m_{j_{\text{пер}}} = m\frac{d^2X}{dt}; \quad j_{\text{пер}} = \frac{d^2X}{dt}.$$

Це означає, що відносне прискорення дорівнюватиме переносному і кільце буде битися об канавку поршня із великим прискоренням $j_{\text{пер}_{\text{НМТ}}} = \omega^2 R\cdot(1+\lambda)$. Такі удари викликають резонансні багатовузлові коливання, що призводить до множинного руйнування кільця.

Як бачимо із останньої залежності, зусилля співударів кільця з канавкою зростає при зниженні тиску газів, збільшенні частоти обертання колінчастого вала, збільшенні зазору кільця у канавці.

На цій теоретичній основі розроблена методика прискорених вібраційних випробувань кілець на двигуні, коли випробування ведуться при частоті обертання колінчастого валу 3200 хв$^{-1}$ без навантаження; зазори кільця у поршневій канавці збільшені з (0,08…0,12) до (0,60…0.64) мм; руйнування, аналогічні експлуатаційним, з'являються після 3…4 годин випробувань.

Враховуючи, що трапецеїдні кільця мають більші монтажні осьові зазори, ніж кільця прямокутного перерізу, вони здатні до вібрації та мають менший запас по зносу. Тому, на двигунах 5ТДФ з 1974 року перше компресійне кільце має форму прямокутного перерізу.

Для збільшення запасів міцності усі ущільнювальні кільця виготовляються із сталі 4Х5МФ1С-ІІІ замість раніш впроваджених сталей 65Г, Х12М, 65С2ВА.

*Маслозбірні кільця*

Витрата масла на сучасних автотракторних двигунах не перевищує 0,5…0,7 % від витрати палива. На даних двигунах допускається збільшення витрати палива до 1 % від витрати палива на моторесурс – біля 5000 годин.

Але на форсованих двигунах НТМ витрата масла вище й складає 1,5…4 % від витрати палива.

Зниження витрати масла на цих двигунах здійснюється за рахунок:

- конструювання кілець для маслозбирання;
- підбору питомого тиску кільця на стінку циліндра;
- уваги до виконання гострої кромки на кільці;
- направленого хонінгування дзеркала циліндра.

*Конструкції* маслозбірних кілець наведені на рис.3.33.

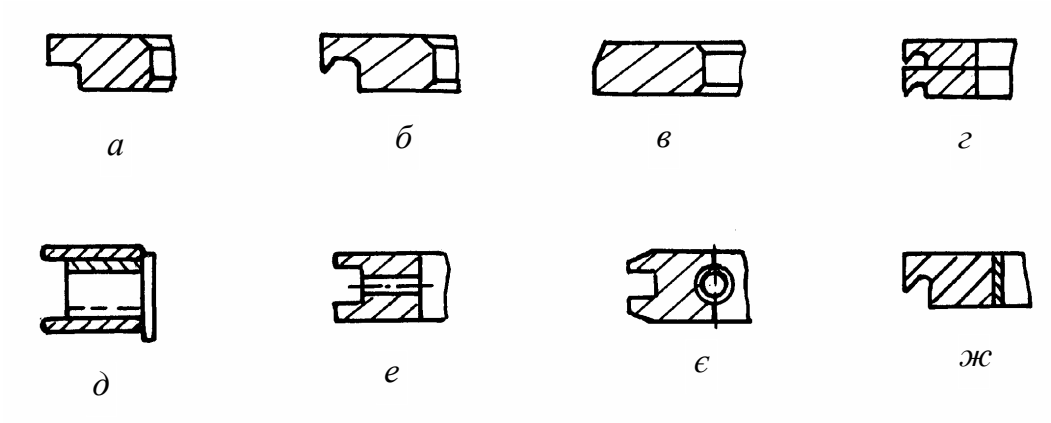



*Рисунок 3.33 – Конструкції маслозбірних кілець:*
*а* – скребкові; б – скребкові із піднутрінням; *в* – циліндричні;
*г* – скребкові здвоєні; *д* – скребкові складені; *е* – коробчасте;
*є* – коробчасте із гвинтовою пружиною; *ж, з* – радіальним еспандером

Кожне з цих кілець має переваги і недоліки. Кільця (рис.3.33, а і б) здатні скручуватися, що робить неоднозначним їхній контакт із дзеркалом циліндра. Кільця (рис.3.33, е та є) мають більшу власну жорсткість і погано пристосовуються до дзеркала циліндра. Варіанти (рис.3.33, д, є, ж) потребують додаткових деталей, що знижує їх власну надійність.

Найбільш поширені у двигунобудуванні кільця, подані на рис.3.33, в.

Залежність витрати масла двигуна типу 5ТДФ від питомого тиску кільця на стінку циліндра показана на рис.3.34.

Для практичного регулювання витрати мастила маслозбірні кільця розбивають на групи за величиною циліндричного пояска. Менша група по відношенню до вихідної сприяє зниженню витрати мастила, більша – підвищенню її. При цьому крізь поршні випускного боку витрата масла повинна бути більшою, ніж у поршнів впускного боку.

Стабільність витрати масла у значній мірі визначається формою зовнішньої твірної кільця.

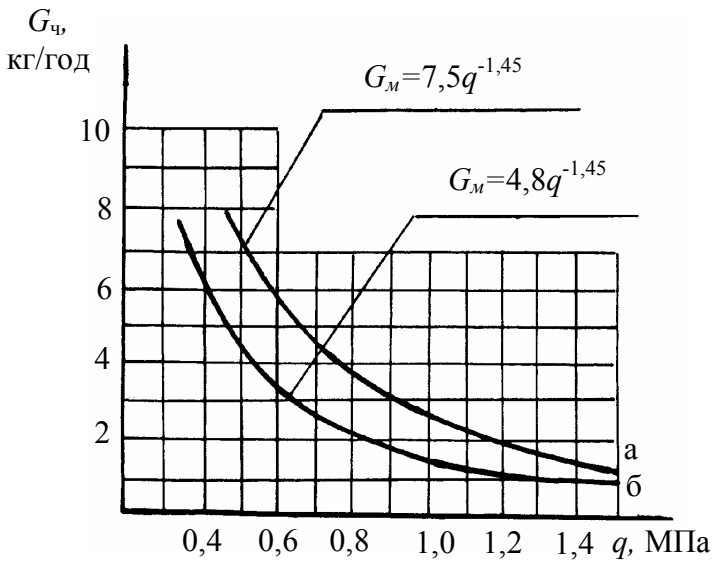



*Рисунок 3.34 – Залежність витрати масла від питомого тиску кільця на стінку циліндра:*
*а* – двигуна 5ТДФ; *б* – двигуна 6ТД-1

Зовнішня твірна кільця транспортних швидкохідних двигунів вкривається хромом, а з метою виключення сколювання хромового покриття гострі краї (кромки) заздалегідь закругляються радіусом 0,3…0,5 мм (рис.3.35, а), що викликає невизначеність маслозбірних властивостей кільця, а частіше і призводить до його відриву від стінки циліндра під впливом гідродинамічних масляних сил.

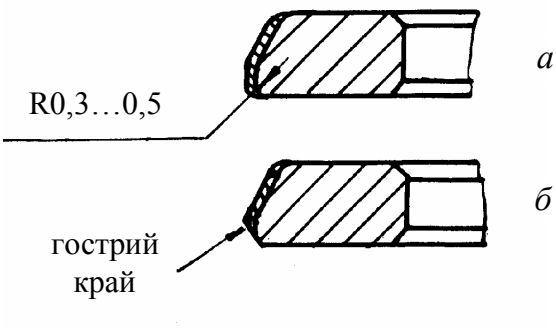



*Рисунок 3.35 – Форма твірної маслозбірного кільця:*
*а* – вихідна; *б* – з гострим краєм

З метою забезпечення стабільних маслозбірних якостей після хромування радіус зашліфовують, забезпечуючи на твірній гострий край без задирання (рис.3.35, б).

Втрата масла залежить від стану робочої поверхні (дзеркала) циліндра. На практиці встановлено, що у швидкохідних двигунів чистота робочої поверхні повинна бути не нижчою, ніж 0,16 (∇10). Спроби створення регуля-

рних мікрорельєфів на дзеркалі циліндра (лунок, синусоїд, ромбів та ін.) не мали успіху, оскільки при наявності корпусів поршнів із алюмінієвих сплавів останні дуже зношуються навіть за короткий термін обкаточних випробувань. Перспективним вважається створення регулярного рельєфу на дзеркалі гільзи за рахунок хонінгування, яке забезпечує отримання глибоких ємностей, що чергуються (та сприяють затримці масла), і широких контактів площин із плавними радіусами округлення. В такому разі необхідно у кресленнях оговорювати не тільки величину мікронерівностей ($R_z$ або $R_a$), але і шаг та радіус згладжування мікрорельєфу. Така тенденція створення найліпших поверхонь тертя відповідає вимогам кращих зарубіжних двигунобудівних фірм.

При частковому хонінгуванні дзеркала циліндра важливим є кут нанесення сітки мікрошершавостей. Найкращим у відношенні зниження витрати масла є кут 25…45 град. до горизонталі.

При обробці твірної маслозбірних кілець забезпечують їхнє 100%-не прилягання до контрольного калібру шляхом тонкої суперфінішної обробки або притиранням у гільзі. Для прискорення припрацювання кільця твердість хрому обмежують границею HV ≥ 600 (замість HV ≥ 1000 у компресійних кілець).

Маслозбірніі кільця виконуються рухомими. Спроби їх фіксації призводили у процесі тривалої експлуатації до появи великих прогалин і зростання витрати масла.

На витрату масла впливають і компресійні кільця. Залежно від необхідної витрати масла вони встановлюються меншим конусом на твірну в бік КЗ (для зменшення витрати масла) або в бік картера (для її збільшення).

Витрата масла на двигуні НТМ залежить від його тактності, рівня форсування. Чотиритактні двигуни мають меншу витрату масла у порівнянні із двотактними. Двотактні форсовані двигуни, наприклад, з рівнем літрової потужності до 38; 45; 53 кВт/л мають витрату масла, відповідно, 3,5; 4,1; 4,5 г/(кВт·год).

Наведені показники гірші, ніж у автотракторних двигунів. Однак даний показник (витрата масла) не є головним при визначенні запасу ходу НТМ.

На двотактних двигунах маслозбірні кільця виконують додаткову функцію ущільнення картера від прориву газів і повітря, тому що при підході поршня до ВМТ вони зупиняються безпосередньо біля відповідних вікон і на них діють тиски газів і повітря. При тиску наддуву більше 0,35 МПа спостерігається стрибкоподібний наддув картера, який зупиняється при зниженні цього тиску. Вказане явище пов'язане з радіальною вібрацією кілець, що призводить до їхнього відриву від дзеркала циліндра і інтенсивного прориву повітря. Радіальна вібрація виникає із-за наявності скосу на зовнішній поверхні, що викликає його стиск. Для захисту маслозбірних кілець від радіальних вібрацій при високому тиску наддуву під поршневим пальцем встановлюють додаткове ущільнююче кільце, яке зменшує час безпосереднього контакту маслозбірних кілець із повітрям або газом.

### 3.1.9. Поршневий палець

Поршневий палець на чотиритактних двигунах НТМ сприймає знакоперемінні навантаження, а на двотактних – близькі до пульсацій, що суттєво погіршує умови змащення підшипників поршня й шатуна. Тому при рівних питомих рівнях тисків умови роботи поршневого пальця на двотактних двигунах значно складніші, ніж на чотиритактних.

Палець отримує також теплове навантаження, передаючи теплоту від головки поршня та теплоту тертя у бобишках пари поршень-шатун.

Враховуючи умови роботи пальця, його виготовляють із легованих сталей типу 12ХН3А, 20Х2Н4А. Зовнішню поверхню пальця цементують на глибину 1…1,2 мм з подальшим закалюванням і відпуском для отримання твердості $HRC_э \geq 58$, що забезпечує високу зносостійкість контактних поверхонь.

Внутрішня поверхня пальця (серцевина) зберігає високу в'язкість і має твердість $HRC_э \geq 30$, що дозволяє забезпечити високі механічні властивості матеріалу.

Таким чином, вибір матеріалу та його хіміко-термічна обробка дозволяють забезпечити сполучення високої міцності та зносостійкості.

Залежно від способу установки в двигуні розрізняють три типи поршневих пальців:

1) плаваючий, що має можливість обертання підчас роботи, як у бобишках поршня, так і у верхній головці шатуна;

2) нерухомий - у бобишках поршня; палець стопориться у поршні болтом;

3) нерухомий у верхній головці шатуна; верхня головка робиться розрізною та стягується болтом.

У сучасному швидкохідному двигунобудуванні для НТМ застосовуються виключно плаваючі пальці, які мають малий та рівномірний знос по довжині й окружності.

Для зменшення ваги пальця, а також раціонального розподілу матеріалу вздовж пальця, внутрішню поверхню пальця виконують за однією із схем, наведених на рис.3.36, наближаючи палець до тіла, рівного опору при роботі на вигинання.

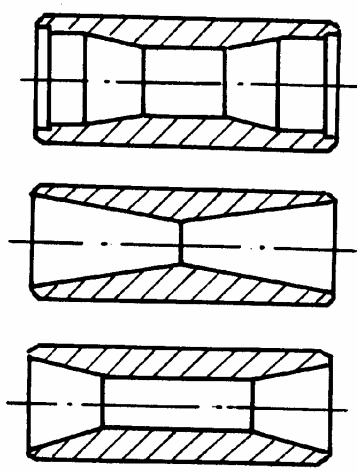


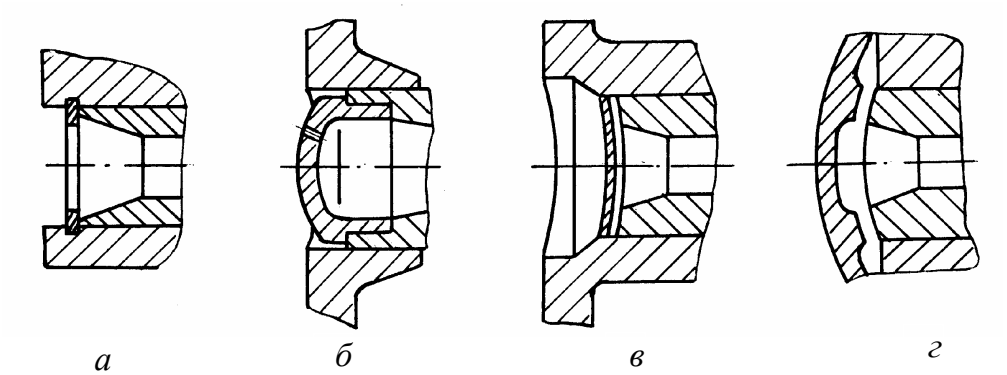
*Рисунок 3.36 – Поршневі пальці*

Осьова фіксація пальця здійснюється:

► пружними замками, що встановлюються у виточці в бобишці (рис.3.37, а);

► торцевими грибовидними заглушками із алюмінієвого або бронзового сплавів (рис.3.37, б); зовнішня поверхня заглушки виконується сферично із радіусом, меншим діаметра циліндра ($R = 0{,}9R_{цил}$), в результаті чого заглушка торкається циліндра по малій поверхні, що полегшує обертання пальця;

► заглушками, що виконують одночасно роль фіксатора та ущільнювального елементу, який запобігає перетіканню газу або повітря (рис.3.37, в);



*а* *б* *в* *г*

*Рисунок 3.37 – Осьова фіксація поршневого пальця*

► нап емою фіксується пале

Схеми (рис.3.37, а та б) використовуються на чотиритактних двигунах, а схеми (рис.3.37, в і г) – на двотактних двигунах.

### 3.1.10. Конструкції поршнів швидкохідних двигунів для НТМ. Поршень двигуна 5ТДФ

Цей поршень типової конструкції складеного типу із жаровим кільцем по нерозрізній схемі показаний на рис. 3.38.

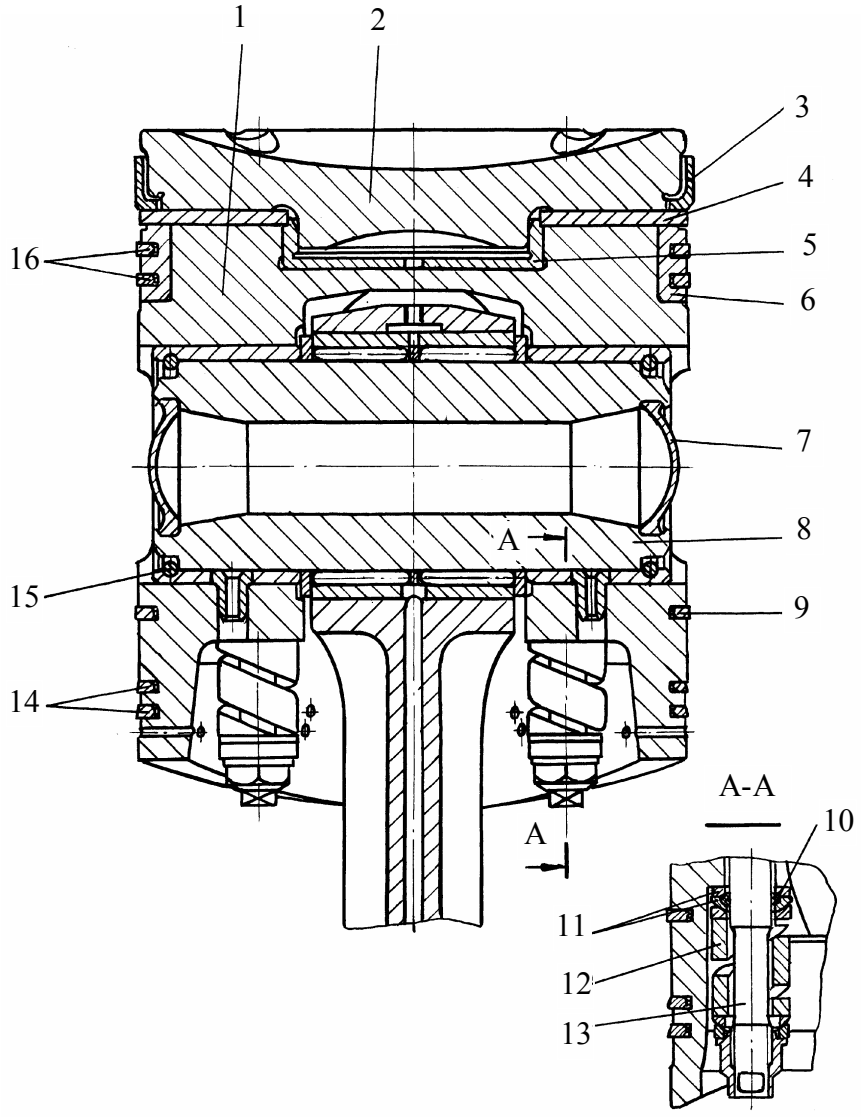



*Рисунок 3.38 – Поршень двигуна 5ТДФ*

Накладка 2 із жароміцної сталі ЕІ283 зі сторони камери згоряння вкривається термодифузійним хромом й прикріплюється за допомогою чо-

тирьох болтів 13 із сталі ЕІ893 до алюмінієвого корпусу 1, що виконано із сплаву АК4-1. Накладка ізольована від корпусу проставкою 4 та вставкою 5, які зроблені із сталей ЕІ107 та ЕІ283 відповідно. Ущільнюючі (компресійні) кільця 16 встановлені у сталевому кільцетримачі 6. У нижній частині корпусу поршня встановлено 2 маслозбірних кільця 14, які захищені додатковим ущільнюючим кільцем 9.

Поміж накладкою й проставкою встановлено нерозрізне жарове кільце 3.

Теплові накладки компенсуються відносно корпусу поршня за допомогою пружин 12 та сферичних шайб 11. Ущільнення об'ємів отворів під болти у корпусі поршня забезпечується встановленням фторопластових кілець 10.

Поршневий палець 8, що є внутрішньою обоймою роликового підшипника, виготовляється із сталі 20Х2Н4А-ІІІ. Зовнішня поверхня пальця цементується, а внутрішня – герметизується заглушками 7. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями 15.

Ефективність конструктивних рішень щодо поршня може бути оцінена зміною температур по висоті поршня. Так, накладка поршня зі сторони КЗ має температуру 900 °С, корпус поршня у зоні маслозбірних кілець – 150 °С, тобто перепад температур по висоті поршня складає 750 °С. Високий рівень дроселювання теплоти забезпечує низьку тепловіддачу у воду і масло.

*Поршень двигуна L60 фірми Лейланд*

Поршень двотактного двигуна L60 англійської фірми Лейланд (рис.3.39) є складеним. Накладка із жароміцної сталі прикріплена до корпусу 1, що виконаний із чавуну, чотирма болтами 11. Стик поміж накладкою і корпусом ущільнений резиновим кільцем 3.

У верхній частині накладки встановлено розрізне жарове кільце 6, замок якого ущільнений підкладним кільцем 5. У нижній частині накладки встановлені два стальних полутрапеціевидних кільця 4, що мають діаметральний зазор 1,8 мм.

З метою захисту жарового й ущільнюючих кілець введено охолодження накладки маслом, яке подається крізь канал у шатуні.

Сталевий порожній палець 8 встановлюють у бобишки поршню із зазором 0,08…0.10 мм. Палець працює по втулці 2, що покрита бронзою ме-

тодом плакірування. Від осьових зміщень палець утримується сталевою заглушкою 9, що одночасно виконує функцію ущільнення.

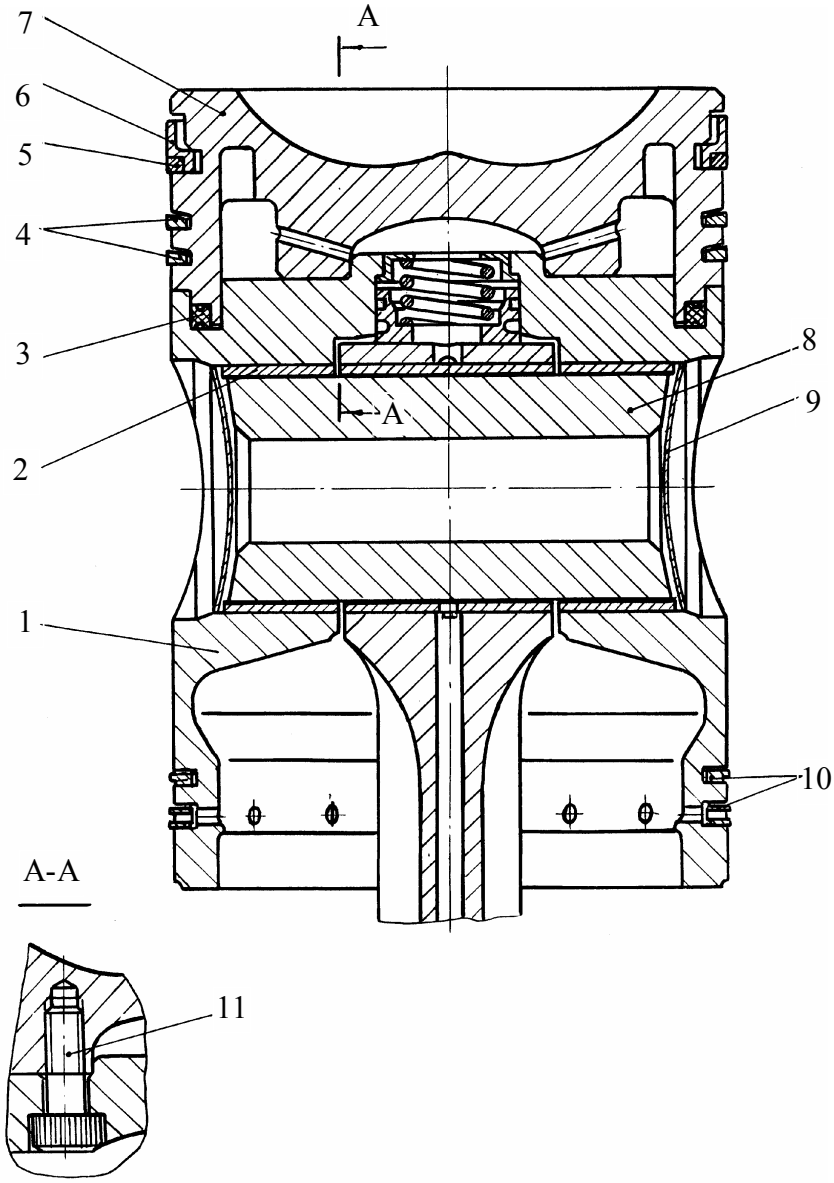



*Рисунок 3.39 – Поршень двигуна L-60 фірми Лейланд*

В нижній частині корпусу поршня встановлено два маслозбірних кільця 10; перше – звичайне (скребкове), друге – здвоєне.

Аналогічну конструкцію поршня має двигун К60 іншої англійської фірми – Роллс-Ройс (рис.3.40), у якого накладка 1 не має охолодження й закріплюється на корпусі 2 поршня за допомогою однієї центральної гайки 3. Теплові деформації накладки компенсуються пружною шайбою 4.

Ущільнюючі 5 маслозбірні 6 кільця фіксовані.

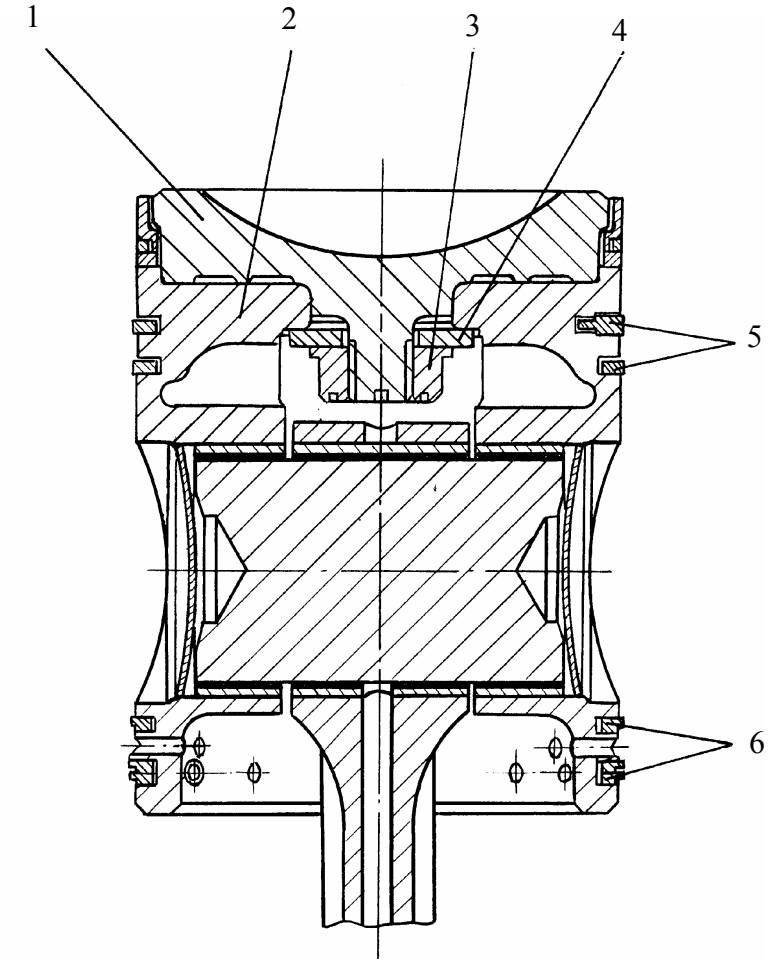



*Рисунок 3.40 – Поршень двигуна К-60 фірми Роллс-Ройс*

*Поршень із закритим поршневим пальцем*

Раніше розглянуті конструкції поршнів двотактних двигунів, які виконані по схемі з відкритим пальцем, який виходить на твірну корпусу поршня, що вимагає прийняття заходів щодо його ущільнення з метою виключення наддуву картера.

Вказаний недолік відсутній у поршні, де палець 3 встановлюється у вставці 2, на яку налаштований корпус поршня 1 (рис.3.41). В цьому разі вставка сприймає діяння газових та інерційних сил, а корпус поршня в основному відводить теплоту. Враховуючи, що в корпусі поршня відсутні бобишки, він виконується у вигляді симетричного тіла обертання, що суттєво спрощує доведення його зовнішньої поверхні. У вказаній конструкції

корпус поршня виконується із антифрикційного матеріалу (чавуну), що дозволяє суттєво зменшити зазор у парі “поршень – циліндр”.

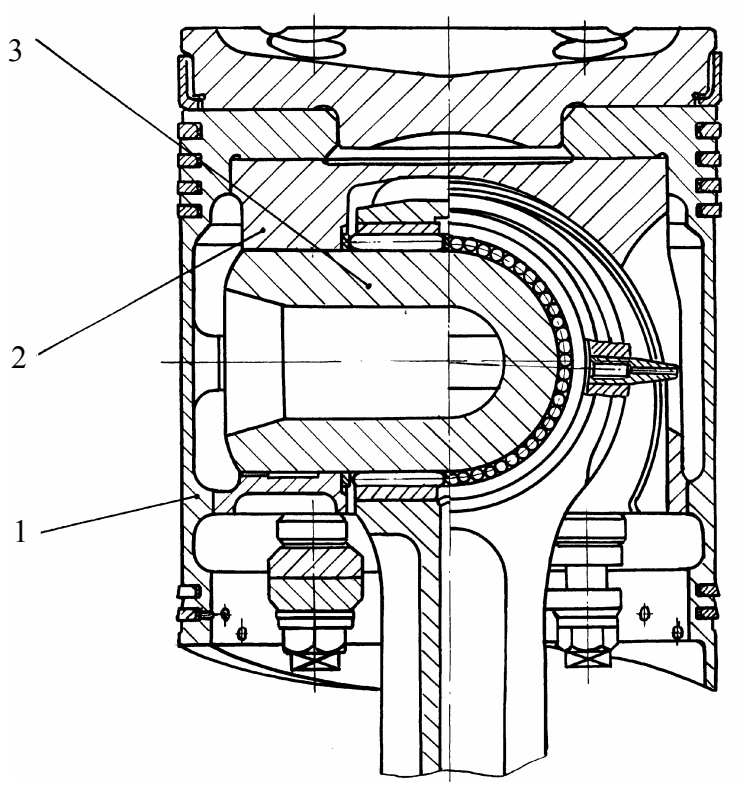



*Рисунок 3.41 – Поршень із закритим поршневим пальцем*

Внутрішня поверхня корпусу поршня охолоджується маслом методом збовтування, що перерозподіляє теплоту, відведену у воду й масло: тепловіддача до масла збільшується (на 63…83 тис. кДж), а у воду – зменшується.

*Поршень із розвантаженим корпусом (тронком)*

У даній конструкції (рис.3.42) тронк кріпиться до вставки 2 із боку бобишек і повністю розвантажений від діяння газових та інерційних сил, що сприятливо впливає на стабільність його геометричних характеристик при роботі.

Однак загальним недоліком конструкцій поршнів із закритим поршневим пальцем є збільшення його маси, більш важкі умови роботи ущільнюючих й жарового кілець.

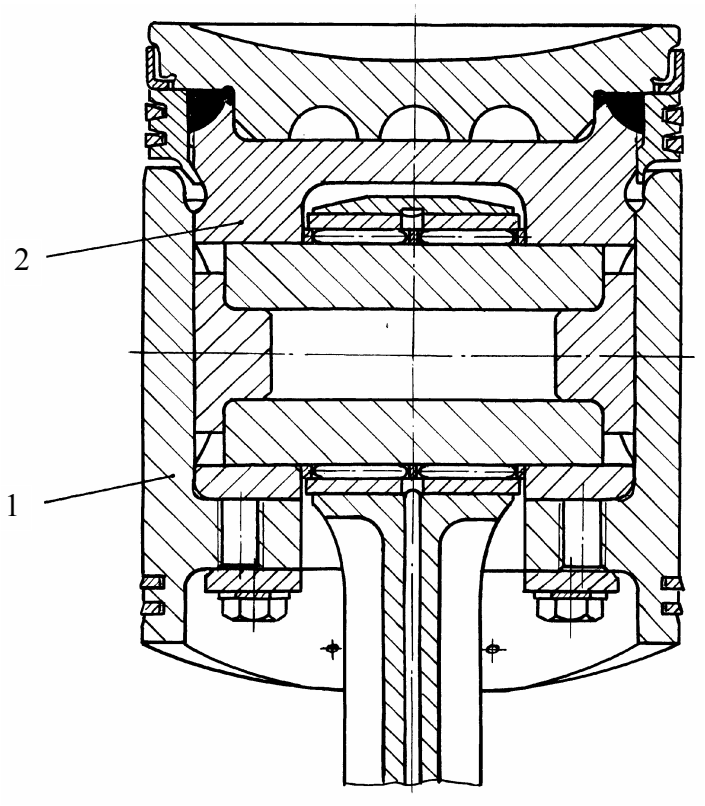



*Рисунок 3.42 – Поршень із розвантаженим тронком*

*Поршень двигуна В-84*

Двигун В-84 відображує собою розвиток відомого вітчизняного двигуна В-2 харківського виробництва.

Враховуючи, що потужність двигуна В-84 збільшилася у порівнянні із базовою моделлю більше ніж у 1,5 рази, була створена нова конструкція поршня, де знайшли застосування останні досягнення матеріалознавства і конструювання поршневої групи (рис.3.43).

Поршень 1 виконано методом гарячого деформування із алюмінієвого сплаву АК12Д, який містить 13 % кремнію (у сплаві АК4-1 для поршнів базової моделі кремній відсутній), що забезпечує більш високу зносостійкість канавок поршня і зниження коефіцієнта лінійного розширення на 10…12 %. Однак механічні властивості сплаву АК12Д при температурі 20 °С дещо гірші у порівнянні із сплавом АК4-1 (на 20…25 %).

Днищу поршня надано спеціальну форму. Об'єм камери у поршні зменшений, що дозволило ліквідувати у днищі виїмки для клапанів. На зовнішній поверхні поршня зроблено три канавки, які розташовані вище осі пальця. У перших двох канавках містяться стальні ущільнюючі кільця 2, у третій – здвоєне маслозбірне кільце 3. Ущільнюючі кільця – трапецієподібної форми.

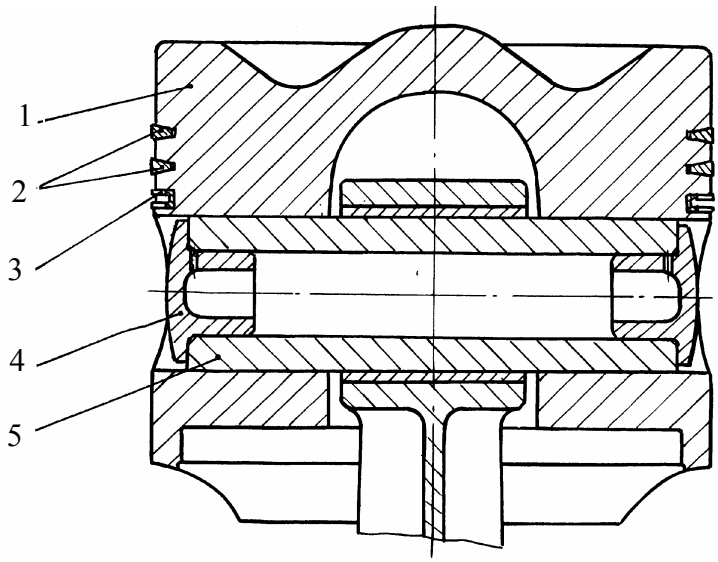



*Рисунок 3.43 – Поршень двигуна В-84*

Для зменшення перевалки у нижній частині корпусу створена "борода".

Зовнішня поверхня поршня має по висоті бочковидну форму, а у поперечному перетині – овальну.

Поршневий палець 5 пустотілий, плаваючого типу, виготовлений із легованої сталі. Зовнішня поверхня пальця цементується й закалена до твердості HRC 56…58. Осьова фіксація пальця здійснюється за допомогою заглушок 4 із алюмінієвого сплаву.

Ущільнюючі кільця виконуються із сталі 4Х5МФ1С-ІІІ, маслозбірні – із сталі 65Г. Епюра у обох кілець – грушеподібна. Зовнішня поверхня ущільнюючих кілець вкрита хромом.

*Поршні МВ-838СаМ501 та МВ-873Ка501*

Чотиритактні двигуни МВ-838СаМ501 (10ЧН16,5/17,5) потужністю 610 кВт при частоті обертання колінчастого вала 2300 хв$^{-1}$ та МВ-873Ка501 (12ЧН17,0/17,5) потужністю 1103 кВт при частоті обертання колінчастого вала 2600 хв$^{-1}$ західнонімецької фірми MTU використовуються на об'єктах "Леопард 1" і "Леопард 2".

Поршні вказаних двигунів мають ряд спільних елементів, які показані на рис.3.44. Поршні виконуються із висококремнієвих сплавів методом лиття (МВ-838СаМ501) або полурідинного штампування (МВ-873Ка501) фірмою "Male". Хімічний склад матеріалів різних поршнів вказаний у табл. 3.2.

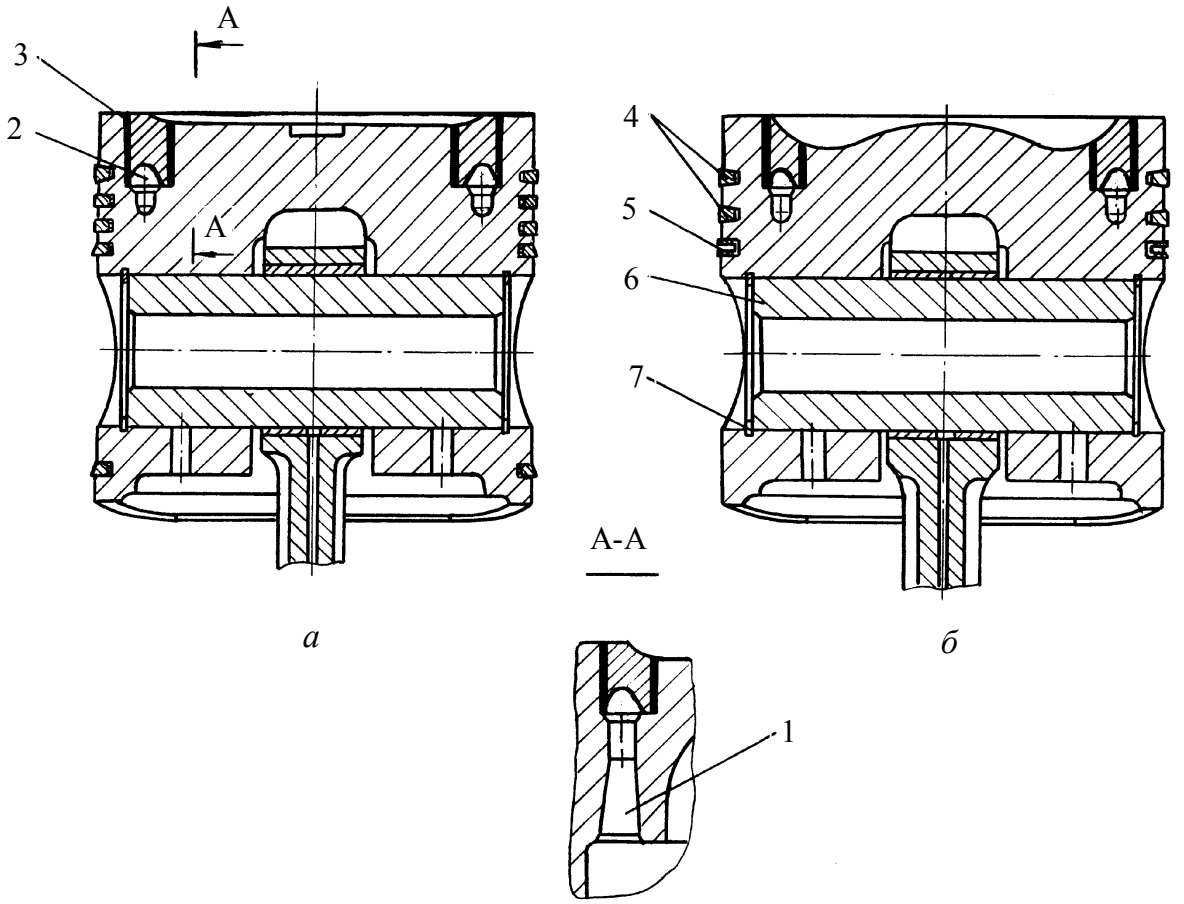



*Рисунок 3.44 – Поршні чотиритактних двигунів фірми MTU:*
*а* – двигун МВ-838СаМ501 (10ЧН16,5/17,5);
*б* – двигун МВ-873Са501 (12ЧН17/17,5)

Коефіцієнт лінійного розширення сплаву фірми “Male” $\alpha_т$ = $18{,}5 \cdot 10^{-6}$ град.$^{-1}$ проти $22{,}0 \cdot 10^{-6}$ град.$^{-1}$ у сплава АК4-1, що дозволяє зменшити зазор у парі “циліндр – поршень” на 20…25 %.

Таблиця 3.2 – Хімічний склад поршневих матеріалів

| Тип сплаву | Хімічний склад | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Al | Cu | Mg | Si | Ni | Fe | Mn | Ti |
| АК4-1 | осн. | 1,9…2,5 | 1,4…1,8 | – | 0,8…1,3 | – | 0,02…0,1 | – |
| АК12Д | осн. | 1,5…3,0 | 0,8…1,3 | 11…13 | 0,8…1,3 | 0,08 | 0,3…0,6 | 0,05…0,2 |
| фірми “Male” | осн. | 1,12 | 0,75 | 13,09 | 0,93 | 0,19 | – | – |

Порівняння цих конструкцій показує, що обидві поршневі групи мають охолоджувальний із окремого сопла 1 кільцевий пояс 2, отриманий методом механічної обробки із подальшою заваркою лазерним променем 3. В останній конструкції кількість кілець зменшена з 5 до 3; усі кільця розташовані над поршневим пальцем. Перші два кільця – ущільнюючі 4, трапеціевидного перерізу із сумарним кутом профілю 16 град., третє – маслоскидальне 5. Кільця виготовляються із сірого чавуну. Зовнішня поверхня першого кільця вкрита хромом.

Зовнішня поверхня поршня має бочкоподібну форму із максимальною стрілою прогинання 2,8 мм.

Поршневий палець 6 – плаваючого типу; від осьового переміщення фіксується кільцем 7. Палець змазується маслом, яке підводиться крізь отвір у бобишці.

*Поршень двигуна 12ЧН15/16*

Поршень виконано складеним (рис.3.45). Сталева накладка 6 із сталі ЕІ283 кріпиться до корпусу поршня 1 із алюмінієвого сплаву АК4-1 за допомогою чотирьох болтів 8. У даній конструкції відсутні компенсуючі елементи у вигляді шайб, пружин, оскільки температура накладки у чотиритактному двигуні нижча, ніж у двотактному (500 °С проти 900 °С). На зовнішній поверхні накладки є проточка, що дроселює відведення теплоти від поршня. За допомогою даної проточки можна регулювати відведення теплоти крізь поршень, наближаючи робочий цикл у циліндрі до адіабат-

ного. У верхній частині корпусу поршня напресований кільцетримач 5, на якому встановлено накладку.

Над поршневим пальцем 2 розташовані три ущільнюючі кільця та одне маслозбірне 3. Перше та друге кільця встановлені у кільцетримач з осьовим зазором 0,14…0,18 мм, третє ущільнююче і маслозбірне кільце встановлюються у корпусі поршня із зазорами 0,10…0,14 та 0,04, відповідно.

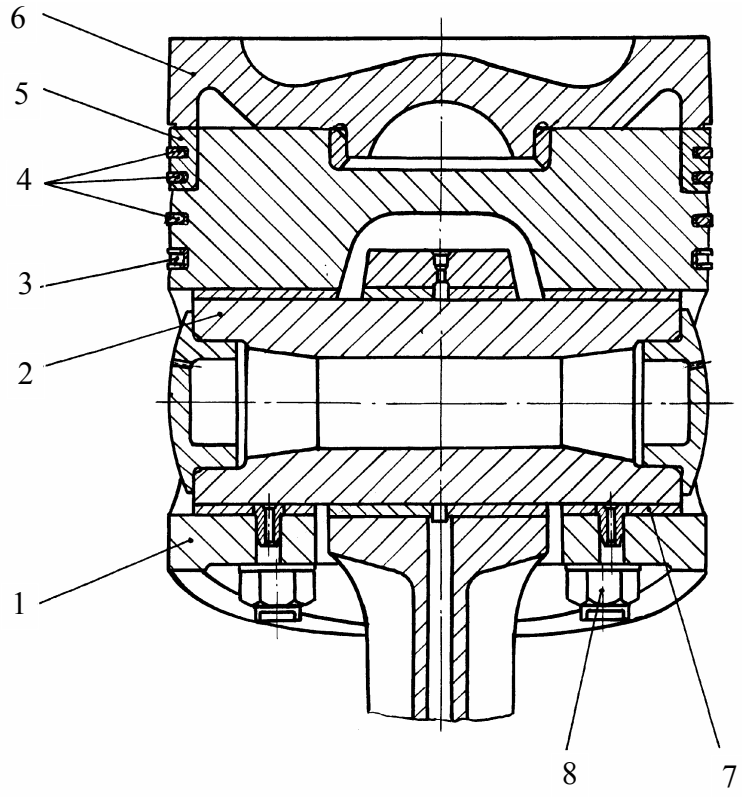



*Рисунок 3.45 – Поршень двигуна 12ЧН15/16*

Усі кільця виконано із сталі 4Х5МФ1С-ІІІ з покриттям зовнішньої поверхні хром-вольфрамом завтовшки 0,10…0.16 мм. На ущільнюючих кільцях на глибину 0,03…0,05 мм створюються пори.

Палець – плаваючого типу, утворює пару зі сталевою втулкою 7. Монтажний натяг складає 0,05…0.01 мм. Палець змазується барботажним мастилом крізь отвори у бобишці.

Зовнішня поверхня корпусу поршня – овально-бочковидна з маслоємним рельєфом.

*Поршень з автоматичним регулюванням ступеня стику*

При збільшенні тиску наддуву для форсування двигуна за величиною середнього ефективного тиску зростають максимальний тиск та температура робочого циклу. Тому із збільшенням тиску наддуву знижують ступінь стиску, що однак, негативно позначається на пускових якостях двигуна.

Узгодити такі протиріччя можливо при перемінному ступені тиску, коли він досягає максимуму при пуску та на режимах малих навантажень, а мінімуму – на режимах максимальних навантажень.

Поршні, що автоматично регулюють ступінь стиску (ПАРСС), вперше зроблені англійським інститутом "BICERI". Вони застосовувались на транспортних гусеничних машинах, на двигуні "AVCR 1790-IA (12ЧН14,6/14,6) американської фірми "Теледайн континентайл моторс".

На рис.3.46 показана одна з останніх конструкцій поршня цієї фірми.

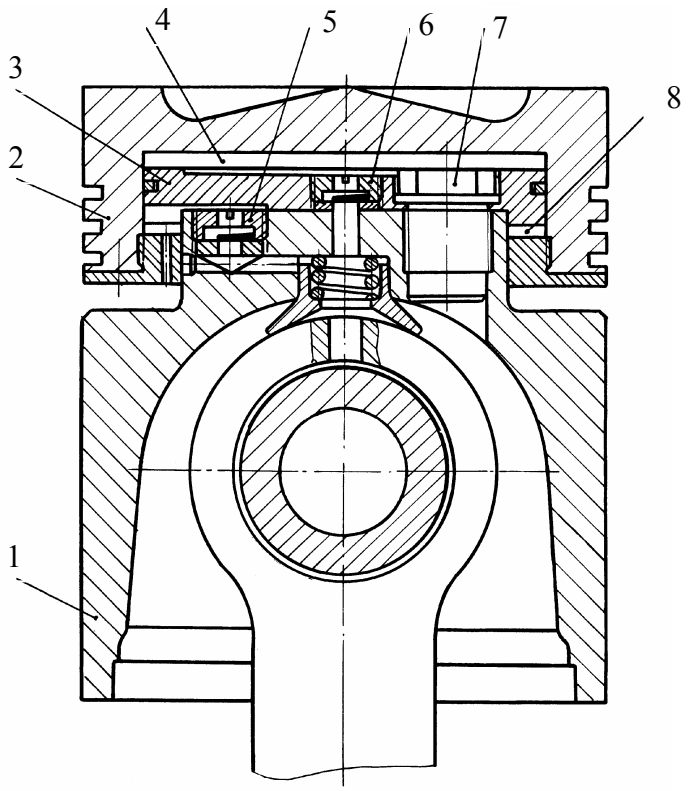



*Рисунок 3.46 – Поршень двигуна AVCR-1790-1A з автоматичним регулюванням ступеня стиску*

Зміна ступеня стиску забезпечується шляхом пересування зовнішнього стакана 2 відносно корпусу поршня 1, що змінює відстань від осі пальця до торця поршня. Переміщення зовнішнього стакана можливе завдяки наявності робочої масляної порожнини, що розділена внутрішнім поршнем 3 на два елементи – верхній 4 та нижній 8, кожний з яких має зворотні клапани 5 та 6, крізь які вказані порожнини поповнюються маслом.

Зовнішній стакан і корпус поршня мають між собою тільки гідравлічний зв'язок. Зовнішній стакан реагує на зміну тиску газів у циліндрі двигуна. При перевищенні тиску масла над рівнем затяжки пружини редукційного клапана 7 здійснюється скид масла. Цим і досягається пересування зовнішнього стакана та автоматичне регулювання ступеня стиску на двигуні.

Поршні з автоматичним регулюванням ступеня стиску мають складну конструкцію, знижену надійність; вони трудомісткі при доведенні. З цієї причини вони поки не отримали широкого розповсюдження у практиці двигунобудування, зокрема для НТМ.

### 3.1.11. Розрахунок деталей поршневої групи

Поршень при роботі має складний напружений стан, що обумовлено діянням термічних, газових та інерційних сил. Внаслідок цього повний розрахунок поршня з урахуванням багатьох факторів утруднений. Тому обмежуються спрощеним контрольним розрахунком, який дозволяє порівнювати отримані напруги з напругами, експериментально знайденими у конструкціях прототипів.

*Розрахунок днища поршня*

Температура днища поршня із алюмінієвого сплаву не повинна перевищувати 320…350 °С. Поліпшення тепловідведення від днища досягається вибором раціональної форми і розмірів. Перехід від днища до стінки (рис.3.47) повинен бути плавним, таким, що забезпечить підведення теплоти до кілець. Іноді для захисту першого кільця від перегріву над кільцем виконують дроселюючу, теплозахисну канавку "а".

Днище поршня розраховують як пластину, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленим тиском $p_z$ (рис.3.48).

Найбільші напруги:

- у радіальному напрямку

$$\sigma_{r\text{к}}^{\text{м}} = \frac{3}{4}\xi\frac{r^2}{\delta^2}p_z; \tag{3.5}$$

- у тангенціальному напрямку

$$\sigma_{t\text{к}}^{\text{м}} = \frac{3}{4}\mu\frac{r^2}{\delta^2}p_z, \tag{3.6}$$

де $\xi$ – коефіцієнт, що враховує пружність закріплення, який звичайно дорівнює одиниці; $\mu$ – коефіцієнт Пуассона, що для сталі й чавуну дорівнює 0,3; для алюмінієвого сплаву – 0,26.

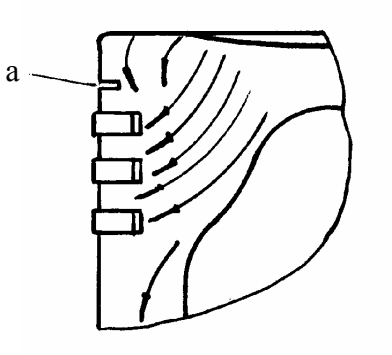



*Рисунок 3.47 – Форма переходу від днища до стінки поршня*

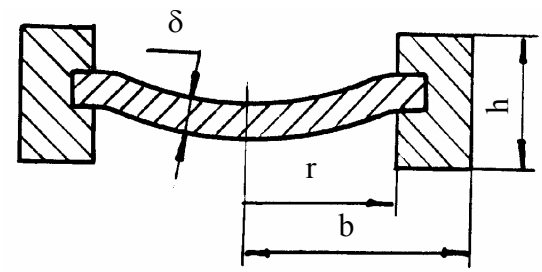



*Рисунок 3.48 – Схема днища поршня*

Напруги, що визначаються за формулами (3.5) та (3.6), повинні укладатися у межі:

| | Сталь | Чавун | Алюмінієвий сплав |
|---|---|---|---|
| Напруги, МПа | 1000…1200 | 600…800 | 400…600. |

Напруги у центрі днища менші , ніж по контуру.

Крім механічних напруг, пластина витримує і термічні, обумовлені різницею температур по радіусу і товщині пластини. У неохолоджуваних поршнів центр днища має більш високу температуру, ніж периферія, тому розширення центральної зони стримується периферією. У зв’язку з цим у центральній зоні виникають напруги стиску:

$$\sigma_{r\text{к}}^{t} = -\frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{ц}})\alpha E(3 - \mu + k)}{4(1 - \mu + k)}. \qquad (3.7)$$

На краю днища:

- стискальні радіальні напруги

$$\sigma_{t\text{к}}^{t} = -\frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{г}})\alpha_{\text{т}} E}{2(1 - \mu + k)}. \qquad (3.8)$$

- розтягальні тангенціальні напруги

$$\sigma_{t\text{к}}^{t} = -\frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{г}})\alpha E(k - \mu)}{2(1 - \mu + k)}, \qquad (3.9)$$

де $\alpha_{\text{т}}$ – коефіцієнт лінійного розширення; E – модуль пружності; $t_{\text{к}} - t_r$ – перепад температур між центром і периферією; $k$ – коефіцієнт, що характеризує податливість закріплення днища:

$$k = \frac{\delta}{h}\left(\frac{b^2 + r^2}{b^2 - r^2} + \mu\right). \qquad (3.10)$$

Найбільші напруги дорівнюють сумі механічних і термічних напруг:

- на периферії

$$\sigma_{r\text{к}} = \sigma_{r\text{к}}^{\text{м}} + \sigma_{r\text{к}}^{t}; \qquad (3.11)$$

$$\sigma_{t\text{к}} = \sigma_{t\text{к}}^{\text{м}} + \sigma_{t\text{к}}^{t}; \qquad (3.12)$$

- у центрі

$$\sigma_{r\text{ц}} = \sigma_{tr} = \sigma_{r\text{ц}}^{\text{м}} + \sigma_{r\text{ц}}^{t} = \sigma_{t\text{ц}}^{\text{м}} + \sigma_{t\text{ц}}^{t}. \qquad (3.13)$$

Сумарні механічні і термічні напруги не повинні перевищувати: для сталі 2000…4000 МПа; для чавуну 1500…4000 МПа; для алюмінієвого сплаву 700…1200 МПа.

Поршні, у яких днище охолоджується маслом, сприймають термічні напруги від перепаду температур по товщині стінки. Цей перепад обумовлюється тепловою напруженістю. Під теплонапруженістю $q$ розуміють кількість теплоти $Q_{\text{ц}}$, що проходить крізь одиницю поверхні поршня:

$$q = \frac{Q_{\text{ц}}}{F_{\text{п}}} = \frac{a \cdot P_{e\text{ц}} \cdot b \cdot Q}{i \cdot F_{\text{п}}}, \qquad (3.14)$$

де $P_{e\text{ц}}$ – циліндрова потужність; $F_{\text{п}}$ – площа днища поршня; $a$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної крізь головку поршня; при охолодженні маслом $a$ = 0,04…0,10; при охолодженні водою $a$ = 0,10…0,15; $i$ – кількість поршнів у циліндрі.

Теплонапруженість $q$ у виконаних двигунів із наддувом сягає:

→ у двотактних ДВЗ (0,35…0,70)·$10^3$, Вт/м$^2$;

→ у чотиритактних ДВЗ (0,18…0,35)·$10^3$, Вт/м$^2$.

Зовнішня поверхня днища з боку КЗ має більш високу температуру, ніж внутрішня, що омивається охолоджувальною рідиною. Внаслідок цього довжина зовнішніх волокон сприймає напруги стиску, а внутрішні – розтягування. Від осьового перепаду температур напруги на периферії та в центрі днища

$$\sigma_r^t = \sigma_t^t = \frac{\alpha_{\text{т}} E}{2(1-\mu)} \cdot \frac{q \cdot b}{\lambda}, \qquad (3.15)$$

де $\lambda$ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°С).

Сумарні значення термічних і механічних напруг для охолоджуваних поршнів, що обумовлені залежностями (3.11), (3.12), (3.13), не повинні перевищувати вказаних вище рівнів.

Середні значення величин, які входять у формули даної глави, вказані у наведеній нижче табл.3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристики матеріалів поршнів

| Параметр | Матеріал | | |
|---|---|---|---|
| | Сталь | Чавун | Алюмінієвий сплав |
| Модуль пружності $E \cdot 10^{-6}$, МПа | 22 | 10 | 7,5 |
| Коефіцієнт теплопровідності $\lambda$, Вт/(м·°С) | 50 | 50 | 170 |
| Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_{\text{т}} \cdot 10^{-6}$, 1/град | 11,6 | 10,7 | 22 |

*Розрахунок головки поршня*

Розрахунковий переріз головки контролюють на стиск від сил тиску газів і розрив від сил інерції головки і кілець, розташованих вище розрахункового перерізу А–А (рис.3.49):

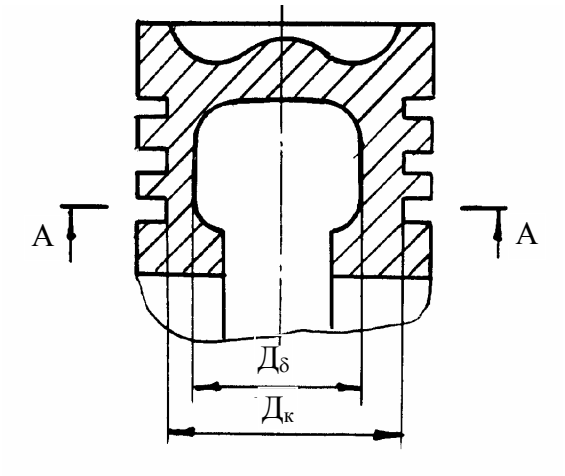



*Рисунок 3.49 – Розрахункова схема головки поршня*

$$\sigma_{\text{стис}} = -\frac{p_z}{F_{\text{AA}}}; \qquad (3.16)$$

$$\sigma_{\text{розр}} = -\frac{p_j}{F_{\text{AA}}}, \qquad (3.17)$$

де $p_j = m \cdot \omega_p^2 (1+\lambda)$; $m$ – маса комплекту поршня, що розташована вище розрахункового перерізу; $\omega_p$ – максимальна частота обертання колінчастого вала на холостому ході.

Допустимі значення напруг:

| | Сталь | Чавун | Алюмінієвий сплав |
|---|---|---|---|
| $\sigma_{\text{стис}}$, МПа | 1000 | 600…800 | 300…400 |
| $\sigma_{\text{розр}}$, МПа | 700 | 300…500 | 100…200 |

*Розрахунок корпусу поршня*

*Напрямна корпусу.* Довжину напрямної частини корпусу (юбки) поршня визначають з урахуванням рівня найбільшого питомого тиску від поперечної сили:

$$K_{\max} = \frac{N_{\max}}{H_{\text{т}} D}.$$

Допустимі питомі тиски поршня на стінку циліндра для різних двигунів, МПа

- стаціонарні, суднові, тепловозні 2…4;
- автомобільні й тракторні 3…10;
- швидкохідні форсовані для НТМ 8…15.

*Бобишки поршня*

Тиск між пальцями й бобишками:

$$K_{\max} = \frac{p_{z\max}}{2 \cdot l \, \delta \, d}.$$

Допускаються значення цього тиску поршнів із різних матеріалів:

| | Сталь | Чавун | Алюмінієвий сплав |
|---|---|---|---|
| $K_{max}$, МПа | 800 | 450 | 350 |

*Розрахунок твірної корпусу поршня*

Основні міркування щодо вибору форми твірної корпусу поршня у холодному та гарячому стані викладено вище.

Визначальними при виборі розмірів поршня є діаметри твірної у верхній $D_1$ та нижній $D_2$ зонах корпусу (рис.3.50).

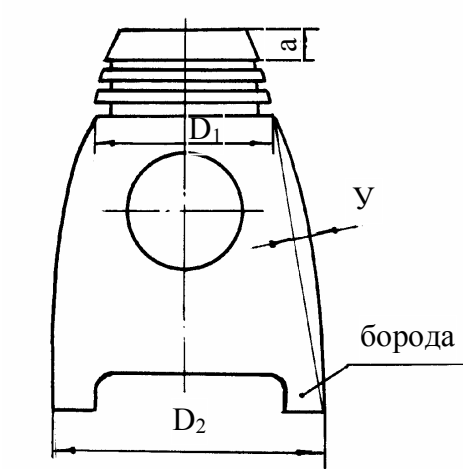



*Рисунок 3.50 – Твірна корпусу поршня*

Враховуючи різниці температур та деформацій по висоті поршня, діаметр $D_2$ завжди обирають більшим діаметра $D_1$.

Значення відносних зазорів у верхній і нижній частинах:

- для корпусів із алюмінієвих сплавів

$$\Delta_1 = \frac{D - D_1}{D} = 0{,}004\ldots0{,}005;$$

$$\Delta_2 = \frac{D - D_2}{D} = 0{,}002\ldots0{,}0025;$$

- для корпусів із чавуну

$$\Delta_1 = \frac{D - D_1}{D} =$$

$0{,}0025\ldots0{,}003;$

$$\Delta_2 = \frac{D - D_2}{D} = 0{,}001\ldots0{,}015.$$

Далі, вибираючи форму твірної корпусу поршня у гарячому стані прямокутною, знаходимо її геометрію у холодному стані:

$$D_{\text{хол}} = \frac{D_{\text{гар}}}{1 + \alpha_{\text{т}}\left(t_{\text{корп}} - 20\right)}.$$

Профіль, побудований на базі таких передумов, являє собою криву, іноді звану бочкою, з максимальною стрілою прогину “у” що характеризує можливість гойдання поршня при його перекладанні. Величина прогину кривої однозначно визначається розподілом температур по висоті поршня. Тому для зменшення гойдання поршня іноді збільшують його висоту у площині гойдання шатуна. Така частина поршня зветься “бородою”.

Особливої уваги потребує профілювання кільцевих перемичок і верхньої частини головки поршня, які розташовані у зоні найбільш високих температур.

Верхня частина головки поршня на ділянці “а” не повинна мати контакту із гільзою циліндрів. Кільцеві ж перемички не повинні мати помітні сліди контакту (натирів, наблисків і задирів), що потребує індивідуального підбору геометрії кожної перемички.

У результаті діяння температурних деформацій, газових й нормальних сил бокова поверхня поршня деформується, сприймаючи овальну форму. Схема деформації поршня наведена на рис.3.51.

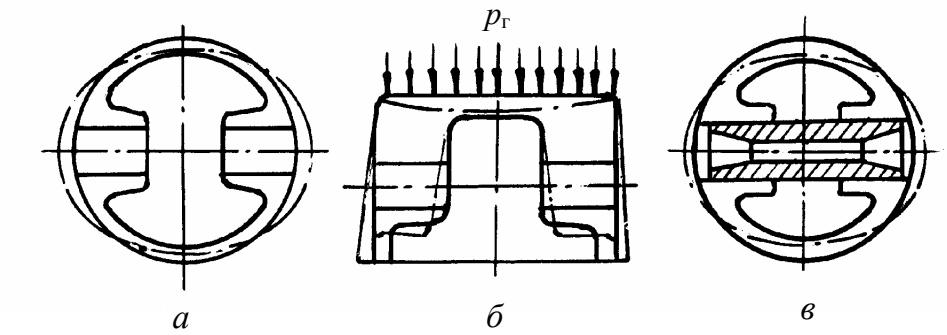



*Рисунок 3.51 – Схема деформацій корпусу поршня під дією:*
*а* – нерівномірного розподілу температур*; б* – сил тиску газів*;*
*в* – нормальної сили

Вказані деформації враховуються при виготовленні корпусу поршня шляхом надання йому у поперечному перерізі форми еліпса (або овалу) з більшою віссю у площині гойдання шатуна. Залежно від жорсткості корпусу величина еліптичності може бути постійною або перемінною по висоті поршня.

Поршневий палець навантажується силою максимального тиску згоряння за відрахуванням сил інерції поршневого комплекту:

$$P = P_{\text{згор}} - P_{\text{порш}} .$$

Під дією вказаної сили палець піддається напругам вигинання, зрізу та овалізації.

Розрахункова схема пальця на вигинання залежить від закону розподілу тиску по довжині бобишки, зазорів у шатуні й поршні. Найбільш близькі розрахункові величини, співпадаючі з експериментальними, дає силова схема, запропонована Р.С. Кінасошвілі, подана на рис.3.52.

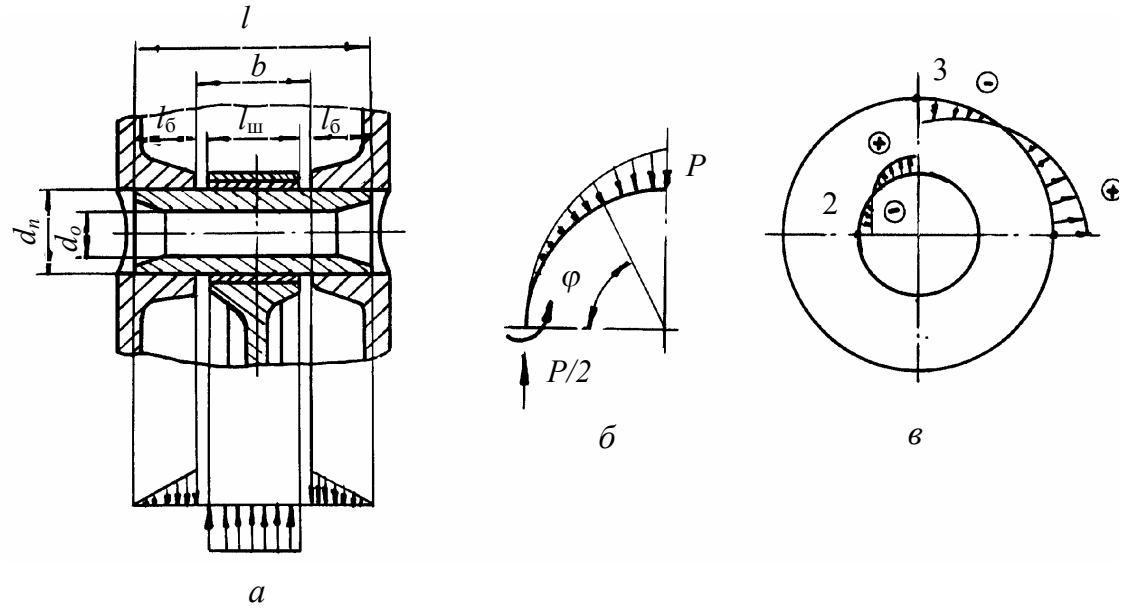



*Рисунок 3.52 – Розрахункова схема пальця:*
*а* – схема навантаження; *б* – навантаження пальця при овалізації;
*в* – напруга овалізації

Максимальна напруга згинання посередині довжини пальця

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{M}{W} = \frac{P\left(l + 2b - 1{,}5l_{\text{ш}}\right)}{1{,}2d_{\text{п}}^3\left(1 - \alpha^4\right)}, \qquad (3.18)$$

де $l$ – довжина пальця; $b$ – відстань поміж бобишками поршня; $l_{\text{ш}}$ – опорна довжина підшипника верхньої головки шатуна; $d_{\text{п}}$ – зовнішній діаметр пальця; $d_0$ – внутрішній діаметр пальця; $\alpha = d_0 / d_{\text{п}}$ .

Допускаються напруги для поршневих пальців із легованої сталі до 500 МПа.

Максимальна зрізуюча сила діє на поршневий палець у перерізах, розташованих між бобишками і головкою шатуна. Максимальні дотичні напруги у цих перерізах

$$\tau_{max} = \frac{0{,}85P}{d^2 n} \cdot \frac{1+\alpha+\alpha^2}{1-\alpha^4}. \qquad (3.19)$$

Допустимі напруги $\tau_{max}$ для легованих сталей складають 150… 250 МПа.

Напруги овалізації у поперечному перерізі пальця знаходять за формулами для кривого бруса, розрахункова схема якого подана на рис.3.52, б. Напруги, що виникають від овалізації поршневого пальця, визначають у двох взаємно перпендикулярних площинах для зовнішньої та внутрішньої поверхонь пальця – точки 1, 2, 3, 4 (рис.3.52, в).

Напруги на зовнішній поверхні поршневого пальця:

- точка 1 (напруга розтягування)

$$\delta_1 = \frac{P}{l \cdot d_п}\left[0{,}19 \cdot \frac{(2+\alpha)\cdot(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha}\right] \cdot \left[1{,}5 - 15 \cdot (\alpha - 0{,}4)^3\right]; \qquad (3.20)$$

- точка 3 (напруга стиску)

$$\delta_3 = \frac{P}{l \cdot d_п}\left[0{,}174 \cdot \frac{(2+\alpha)\cdot(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{0{,}636}{1-\alpha}\right] \cdot \left[1{,}5 - 15 \cdot (\alpha - 0{,}4)^3\right]. \qquad (3.21)$$

Напруги на внутрішній поверхні поршневого пальця:

- точка 2 (напруга стиску)

$$\delta_2 = \frac{P}{l \cdot d_п}\left[0{,}174 \cdot \frac{(1+2\alpha)\cdot(1+\alpha)}{(1-\alpha^2)\cdot\alpha} - \frac{1}{1-\alpha}\right] \cdot \left[1{,}5 - 15 \cdot (\alpha - 0{,}4)^3\right]; \qquad (3.22)$$

- точка 4 (напруга розтягування)

$$\delta_4 = \frac{P}{l \cdot d_п}\left[0{,}174 \cdot \frac{(1+2\alpha)\cdot(1+\alpha)}{(1-\alpha^2)\cdot\alpha} - \frac{0{,}636}{1-\alpha}\right] \cdot \left[1{,}5 - 15 \cdot (\alpha - 0{,}4)^3\right]. \qquad (3.23)$$

Для форсованих двигунів напруги від овалізації складають 150… 250 МПа.

Деформація пальця або його максимальна овалізація у площині, перпендикулярній діючій силі,

$$\Delta d_{\max} = \frac{0{,}09 \cdot P}{E \cdot l} \cdot \left( \frac{(1+\alpha)}{(1-\alpha)} \right)^3 \cdot \left[ 1{,}5 - 15 \cdot (\alpha - 0{,}4)^3 \right]. \qquad (3.24)$$

Зазор у гарячому стані між пальцем та втулкою шатуна, а також між пальцем і бобишками повинен перевищувати його максимальну овалізацію для забезпечення вільного обертання пальця.

*Розрахунок поршневого кільця*

У поршневого кільця максимальні напруги виникають проти замка, де має місце максимальна деформація. У кільці виникають напруги двох видів:

*при одяганні кільця* величина замка збільшується від розміру $f$ у вільному стані до розміру $f_1$ у деформованому стані, тобто

$$\Delta f_1 = f_1 - f;$$

максимальні напруги розтягування виникають на внутрішній поверхні кільця;

*у робочому стані* після установки кільця у циліндр величина замка зменшується від розміру $f$ до зазору $f_2$ між кінцями кільця у робочому стані, тобто

$$\Delta f_2 = f - f_2 .$$

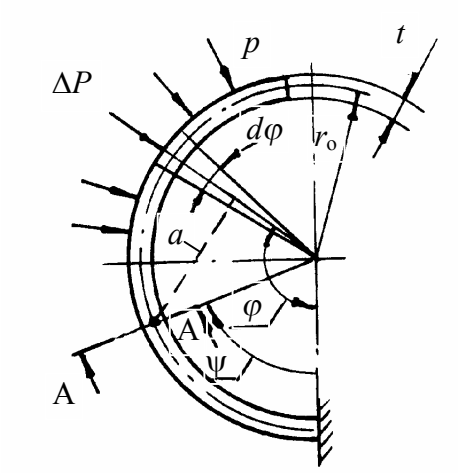



*Рисунок 3.53 – Розрахункова схема поршневого кільця*

В такому разі максимальні напруги виникають на зовнішній поверхні кільця.

Визначимо напруги, що виникають у кільці при його робочому стані. Розрахункова схема кільця показана на рис.3.53.

На зовнішню поверхню кільця діє тиск $p$ від циліндра, що створюється власною пружністю кільця; при цьому зовнішні волокна кільця розтягуються, а внутрішні –

стискуються.

Розглядаючи поршневе кільце як криволінійний брус, визначимо напруги вигинання для будь-якого перерізу:

$$\sigma_{\text{виг.роб}} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{t^2 h}, \tag{3.25}$$

де $h$ – висота кільця.

Визначимо згинальний момент для будь-якого перерізу кільця А–А, розташованого під кутом відносно місця проти кільця. Для цього позначимо елементарну площадку $d\varphi$, на яку діє сила,

$$dP = p \cdot h \cdot r \cdot d\varphi .$$

Елементарний згинальний момент від сили $dP$ у перерізі А–А

$$dM = dP \cdot a = dP \cdot r_0 \cdot \sin(\varphi - \psi) = p \cdot h \cdot r \cdot r_0 \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot d\varphi .$$

Повний згинальний момент у розрахунковому перерізі А–А

$$M = p \cdot h \cdot r \cdot r_0 \int_{\varphi}^{\pi} \sin(\varphi - \psi) \cdot d\varphi = p \cdot h \cdot r \cdot r_0 (1 + \cos\psi).$$

Максимальний момент $M_{\max}$ має місце при $\psi = 0$, тобто у перерізі, протилежному замку кільця.

Підставляючи $M_{\max}$ у залежність (3.25), отримуємо:

$$\sigma_{\text{виг.роб}} = \frac{12 \cdot p\, r\, r_0}{t^2}.$$

Враховуючи, що

$$r_0 = \frac{D}{2} - \frac{t}{2} = \frac{D - t}{2} = r \cdot \left(1 - \frac{t}{D}\right),$$

отримуємо:

$$\sigma_{\text{виг.роб}} = \frac{12 \cdot p \cdot r}{t^2} r \left(1 - \frac{t}{D}\right) = \frac{12 \cdot p\, r^2}{t^2} \left(1 - \frac{t}{D}\right) =$$

$$= 12 \cdot p \left(\frac{D}{2t}\right)^2 \left(1 - \frac{t}{D}\right) = 3 \cdot p \left(\frac{D}{t}\right) \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right). \tag{3.26}$$

Отже, напруга у кільці не залежить від його висоти.

Середній радіальний тиск на поверхню кільця знайдемо із залежності Б.Я. Гінцбурга:

- для кільця з рівномірним тиском:

$$p_{\text{сер}} = 0{,}142 \cdot E \frac{\frac{\Delta f_2}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \frac{D}{t}}; \tag{3.27}$$

- для кільця з корегованою епюрою тиску:

$$p_{\text{сер}} = 0{,}152 \cdot E \frac{\frac{\Delta f_2}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \frac{D}{t}}. \tag{3.28}$$

Середній тиск для компресійних (ущільнювальних) кілець лежить у межах 3,0…5,0 МПа.

Підставляючи значення радіального тиску у залежність (3.26), отримуємо (при $p = p_{\text{сер}}$) *напругу в кільці при його робочому стані*:

- для кільця з рівномірною епюрою тиску:

$$\delta_{\text{виг.роб}} = 0{,}425 \cdot E \cdot \frac{\frac{\Delta f_2}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2}; \tag{3.29}$$

- для кільця з корегованою епюрою тиску:

$$\delta_{\text{виг.роб}} = 0{,}455 \cdot E \cdot \frac{\frac{\Delta f_2}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2}. \tag{3.30}$$

*Напруга в кільці при надяганні на поршень*:

- для кільця з рівномірною епюрою тиску:

$$\delta_{\text{виг.надяг}} = 0{,}425 \cdot E \frac{\frac{\Delta f_1}{t}}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2}; \qquad (3.31)$$

для кільця з корегованою епюрою тиску:

$$\delta_{\text{виг.надяг}} = 0{,}455 \cdot E \frac{\frac{\Delta f_1}{t}}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2}; \qquad (3.32)$$

де $m$ – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця на поршень; при надяганні ручним способом $m$ = 1,0; при одяганні за допомогою пластин $m$ = 1,57; при одяганні за допомогою стрічкового пристосування $m$ = 2,0.

Враховуючи, що напруги при одяганні кільця діють короткочасно, їхні допустимі значення вищі, ніж у кільця в робочому стані:

| | $\sigma_{\text{виг.роб}}$ | $\sigma_{\text{виг.надяг}}$ |
|---|---|---|
| чавунні кільця, МПа | 350 | 400 |
| сталеві кільця, МПа | 450 | 600 |

*Наведемо конструктивні співвідношення для поршневих кілець:*

- радіальна товщина $t = (1/25\ldots1/30)\cdot D$;
- висота кільця $h = (0{,}6\ldots0{,}9)\cdot t$;
- зазор у замку у вільному стані $f = (3\ldots4)\cdot b$;
- зазор у замку у робочому стані $f_2 = (0{,}006\ldots0{,}010)\cdot D$;
- зазор у замку при надяганні на поршень $f_1 = 8\cdot b$.

### 3.1.12. Нові матеріали, що застосовуються при створенні поршнів

Форсування дизелів НТМ викликає збільшення питомих навантажень і температур поршнів, погіршення умов роботи поршневих кілець.

Забезпечення несучої здатності деталей поршневої групи потребує застосування нових матеріалів, жаростійких і теплоізоляційних покрить тощо.

*Зносостійкі покриття поршневих кілець*

Як зносостійке покриття для поршневих кілець використовується хром, що наноситься гальванічним способом. Недоліком хромування є недостатня маслоємність і зниження міцності від утоми основного матеріалу.

Ряд зарубіжних фірм наносять на робочу поверхню кілець зносостійке покриття методом плазмового або газотермічного напилення.

Технологія плазмового напилення полягає у введенні порошку, що напилюється, у плазмастворюючі гази: в якості яких використовується азот, аргон або їхні суміші. Витрата газу складає 35…50 л/хв., витрата порошку – 15 г/хв., сила току – 400 А, напруга – 6 В. Напилення реалізується у вакуумній камері при тиску 60…80 мм рт. ст. Швидкість часток напилюваного металу доходить до 800 м/с, що забезпечує одержання щільного покриття.

Метод газотермічного напилення менш складний, але й менш ефективний. Зміст методу полягає у напиленні металу в інертному середовищі за рахунок його розплавлення у газовому полум'ї. При газотермічному напиленні температура нагрівання деталі не перевищує 250…300 °С. Покриття наноситься на загартовану основу, не знеміцнюючи та не деформуючи її. Таке напилення має лускоподібну будову, що обумовлює наявність незаповнених пор, які створюють сприятливі умови для утримання мастила при високих питомих тисках. Пористість газотермічного напилення можна регулювати у широких межах.

Як покриття кілець використовуються сплави на нікелевій основі типу ПН85Ю15, ПН55Т45.

*Теплоізоляційні матеріали і покриття*

В останні роки у двигунобудуванні ведуться інтенсивні пошуки матеріалів та покрить, що забезпечуватимуть зниження тепловіддачі у воду і масло, це дозволить підвищити температуру випускних газів, які використовуються у силовій турбіні, пов’язаній механічно з колінчастим валом двигуна. Двигун, що працює за означеною схемою і в якому виключено втрати теплоти в охолоджувальну рідину, зветься *адіабатичним*.

Створення адіабатичних двигунів пов’язане з використанням керамічних матеріалів.

Найбільш інтенсивні роботи по застосуванню керамічних матеріалів у форсованих дизелях ведуть фірми Японії (Komatsu, Toyota, Isuzu), США (Cummins), Англії (Leiland) та інші.

Кераміка – це матеріал, який отримується спіканням неорганічних речовин.

Існують два види кераміки:

- оксидна, яка отримується з природної сировини високої чистоти;
- безоксидна, що синтезується із штучних матеріалів, які являють собою комбінацію металів, карбідів та нітридів.

Для виробництва кераміки вихідний порошок повинен мати дисперсність близько 1 мкм із домішками не більше 0,01 %. Процес спікання повинен проходити у стерильному середовищі при високому тиску й високій температурі (у термостаті).

Найбільш поширеними керамічними матеріалами, що призначені для використання у НТМ є такі:

- $Si_3N_4$ – нітрид кремнію; нітридну кераміку отримують з чистого піску шляхом його безпосереднього азотування при температурі 1700…1800 °С;
- SiC – карбід кремнію; виготовляється в електричних пічах з піску $SiO_2$ та вуглецю С; спікається без тиску при температурі 2000…2200 °С, пресується при 2000 °С; зберігає міцність до 1450 °С;
- $Al_2O_3$ – оксид алюмінію; випускається у чистому вигляді, а також з додаванням окислів магнію, кальцію, кремнію; спікається при температурі 1500…1700 °С; характеризується високою густиною, твердістю, зносостійкістю;
- Si-Al-O-N – сіалон, спечений під тиском твердий розчин; має високу зносостійкість, міцність при високих температурах і опір термічному удару.

Основні властивості керамічних матеріалів у порівнянні з металами наведено в табл. 3.4.

Основною позитивною якістю керамічних матеріалів є їхня низька теплопровідність. Наприклад, диоксид цирконію має теплопровідність у порівнянні з алюмінієвим сплавом нижчу у 100 разів, а у порівнянні з чавуном і сталлю меншу у 25 та 8 разів відповідно.

Таблиця 3.4 – Властивості керамічних матеріалів і металів для деталей ДВЗ

| Матеріали | | Властивості | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Густина, г/см$^3$ | Межа міцності на вигін, МПа | | Модуль пружності E×10$^{-4}$, МПа | В'язкість руйнування $K_{1CC}$, МПа | Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_т \cdot 10^6$, 1/*K* | Коефіцієнт теплопровідності $\lambda \cdot 10^6$, Вт/(м·К) | Теплоємність С, кал/(г·°С) | Температура плавлення, °С | Допустима температура використання, °С |
| | | | 20 °С | 1000 °С | | | | | | | |
| Метали | Жаростійка сталь | 7,93 | 75,5 | – | 19,3 | 90 | 17,3 | 12,1 | 0,12 | 1400 | |
| | Nimonic | 7,99 | 97 | – | 22,0 | 90 | 12,5 | 8,7 | 0,11 | – | |
| | Сірий чавун | 7,00 | 24 | – | 10,0 | 90 | 11,0 | 37,2 | 0,13 | 1150 | |
| | Алюмінієвий сплав | 2,70 | 24 | – | 7,0 | – | 23,5 | 118,0 | 0,23 | 555 | |
| Кераміка | Нітрид кремнію $Si_3N_4$ | 3,08 | 65 | 41 | 23,0 | 5,0 | 3,3 | 21,5 | 0,19 | 1900 | 1400 |
| | Карбід кремнію SiC | 3,10 | 50 | 47 | 30,0 | 2,4 | 4,3 | 43,5 | 0,20 | 2700 | 1450 |
| | Оксид алюмінію $Al_2O_3$ | 3,98 | 44 | 34 | 36,0 | 4,5 | 8,1 | 21,6 | 0,20 | 2030 | 1800 |
| | Диоксид цирконію $ZrO_2$ | 5,40 | 18 | – | 16,0 | 1,1 | 10,9 | 1,5 | 0,18 | 2600 | 2300 |
| | Сіалон Si- Al-O- N | 3,00 | 35 | 35 | 23,0 | 2,2 | 3,0 | – | – | – | – |

Густина керамічних матеріалів утримується на рівні алюмінієвих сплавів та нижче, ніж у сталі, у 2,0…2,5 рази.

Коефіцієнт лінійного розширення керамічних матеріалів нижче, ніж у металів, у 2,0…8 разів, що дозволяє суттєво зменшити теплові зазори.

Однак механічні властивості, особливо ударна в'язкість, керамічних матеріалів у 15…90 разів гірші, ніж металів. Саме ця обставина й нестабільність механічних властивостей є основним стримуючим фактором при використанні керамічних матеріалів у двигунобудуванні.

Існують три можливих варіанти використання кераміки:

→ створення монокерамічної конструкції;

→ створення складеної конструкції;

→ нанесення поверхневого шару.

Деякі японські фірми, починаючи з 80-х років минулого сторіччя, ведуть дослідження щодо виготовлення циліндрів і поршнів з нітриду кремнію. Доведення двигуна продовжується.

Більш розповсюдженими є роботи щодо створення складених конструкцій поршнів, в яких кераміка використовується як матеріал накладки, що знижує температуру у зоні першого ущільнювального кільця на 20… 30 °С. Однак у цьому випадку виникають проблеми щодо закріплення накладки на поршні через її недостатню механічну міцність при деформаціях розтягування, вигину, зсуву.

В останні роки ведуться інтенсивні роботи з приводу нанесення керамічного покриття на стінки КЗ, в тому числі на днище поршня. Нанесення на накладку поршня двигуна 5ТДФ керамічного покриття 70 % $Al_2O_3$ + 30% $ZrO_2$ знижує температуру корпусу поршня у найбільш нагрітих зонах до 20 °С. Внаслідок великої різниці коефіцієнтів лінійного розширення покриття й основного металу вже після 15…20 год. роботи має місце його відшарування. З метою поліпшення адгезії (зчеплення) покриття з основним металом необхідно зменшувати його товщину та вводити підшарування, яке займатиме проміжне значення щодо коефіцієнта лінійного розширення між металом і керамікою.

Таким чином, реалізація керамічних і композиційних матеріалів у двигунах НТМ у значній мірі обумовлена прогресом у технології виготовлення й правильністю вибору матеріалу для конкретної деталі.

### 3.2. Шатун

Шатун призначений для передачі зусиль від поршня до колінчастого вала. При роботі двигуна шатун здійснює складний рух і зазнає дію перемінних газових та інерційних сил. У зв'язку з цим матеріал шатуна повинен мати високий опор усталеності, мінімальну масу при максимальній жорсткості і міцності.

Як матеріали для виготовлення шатунів використовують леговані сталі 18ХНВА, 18ХНМА, 40ХНМА. Вихідна форма шатунам надається за допомогою гарячого штампування, що забезпечує напрям волокнам металу, який відповідає його зовнішньому контуру.

Шатуни швидкохідних форсованих двигунів підлягають круговій механічній обробці (двигуни типу 5ТДФ, В46, УТД-20) або обробляються тільки отвори під поршневий палець та шатунну шийку (двигун Лейланд L-60). В останньому разі запаси міцності збільшуються, оскільки міцність від утоми таких шатунів нижча. Крім того, при штампуванні необроблюваних у подальшому шатунів повинні прийматися заходи щодо усунення обезвуглецевості зовнішніх поверхонь, що забезпечується нагрівом заготовок у захисному середовищі (наприклад, у соляних ваннах).

Для високообертових двигунів найбільш перспективними для шатунів слід вважати титанові сплави, в яких показник жорсткості $\sigma_{час}/\gamma$ має найбільше значення серед усіх порівнюваних матеріалів.

Конструкція шатунного механізму визначається схемою двигуна.

У рядних двигунах шатуни виконуються за традиційними схемами. У ДВЗ застосовуються три типа шатунних механізмів:

- зміщені або рядом розташовані шатуни звичайної конструкції;
- центральні шатуни, один з яких (вильчатий) працює по шатунній шийці колінчастого вала, а інший (внутрішній) – по зовнішній поверхні вильчатого шатуна;
- зчленовані, один з яких (головний) поєднаний з шатунною шийкою, а інший (причіпний) пов'язаний із головним шатуном.

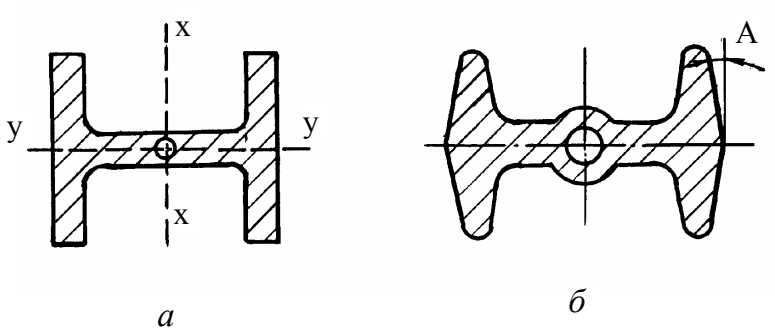
В останній час у високофорсованих V-подібних двигунах застосовуються переважно зміщені шатуни, що дещо збільшує довжину двигуна, але суттєво спрощує їхню конструкцію, збільшує надійність роботи вкладишів, забезпечує однакову кінематику руху поршнів, відсутність додаткових сил

на шатуни й поршні головного ряду й зосереджених сил на пальці причіпного шатуна і ряд інших переваг.

Шатун складається із таких основних елементів: стрижня, поршневої (верхньої) головки, кривошипної (нижньої) головки, вкладишів, втулки, болтів.

### 3.2.1. Стрижень шатуна

Найбільше поширення отримав двотавровий переріз стрижня, форма якого залежить від технології виготовлення шатуна (рис.3.54).




*а* *б*

*Рисунок 3.54 – Форма поперечного перерізу стрижня шатуна:*
*а* – з обробкою після штампування; *б* – без обробки профілю після штампування; А –штампувальні схили (7…10°)

Така форма профіля шатуна забезпечує найбільш сприятливе сполучення міцності й ваги. У площині гойдання шатуна (ось Y-Y), де діють сили інерції шатуна, момент інерції його $I_y$ максимальний.

Для вирівнювання напруг по висоті шатуна площа перерізу стержня у напрямку нижньої головки збільшується.

Для підвищення міцності від утоми стрижень шатуна обробляють, полірують, а потім азотують або віброгартують з метою створення стискувальних напруг у поверхневому шарі.

Для зниження впливу каналу в стрижні шатуна на його міцність від утоми чистоту його поверхні доводять до $\sqrt{}^{2,5}$. Мінімальне відведення свердла повинно бути не меншим 1,5 мм.

### 3.2.2. Поршнева головка шатуна

Поршнева головка шатуна виконується круглою діаметром $(1{,}2\ldots1{,}5)\cdot d_{\text{п}}$ , частіше із зміщенням "*а*" у бік стрижня центра зовнішньої поверхні відносно розточки під палець (рис.3.55, а), що забезпечує більшу

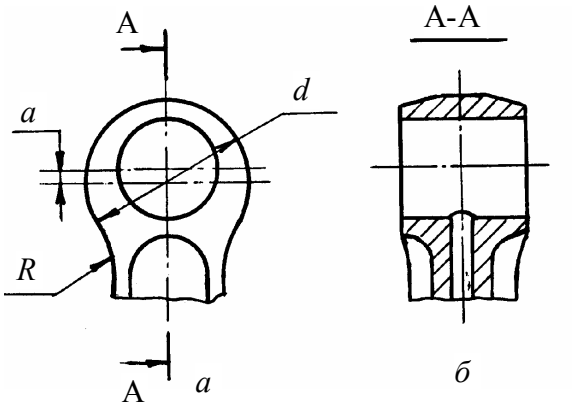



*Рисунок 3.55 – Поршнева головка шатуна*

жорсткість головки. Головка із стрижнем поєднується плавним радіусом $R = (2…5)\cdot d_{\text{п}}$.

У площині, перпендикулярній площині гойдання, головка поєднана з тавром полицею перемінного перерізу (рис.3.55, б).

Це забезпечує рівномірний розподіл тиску по довжині головки.

### 3.2.3. Підшипник поршневої головки шатуна

У верхню головку шатуна встановлюються підшипники двох типів – ковзання або кочення.

У чотиритактних двигунах застосовуються тільки підшипники ковзання, у двотактних – обидва види підшипників. Це пов’язане з тим, що у чотиритактних двигунах легше забезпечити змащення пари палець–втулка завдяки зміні напряму діючих сил, яка сприяє протіканню масла. У двотактних двигунах протікання масла організують за рахунок виконання гвинтових канавок на внутрішній поверхні. У чотиритактних двигунах змащення пари палець–втулка здійснюють розбризкуванням, в двотактних обов’язково підводять масло крізь канал у шатуні.

Як антифрикційні матеріали використовуються алюмінієво-залізовмісні бронзи типу Бр.А39-4 твердістю НВ110, олов’яно-цинкові бронзи типу БР.ЩЦ10-2 твердістю НВ110 або олов’яно-фосфористі – твердістю 90…120, що допускають максимальні питомі тиски до 90 МПа. Максимальна несуча здатність у даній парі забезпечується при діаметральному зазорі 0,03…0,05 мм.

Залежність товщини масляної плівки від відносного зазору $\psi = \delta/r$ наведена на рис. 3.56.

При навантаженні втулки асиметричними імпульсами сил доцільно послабити несучу здатність підшипника зі сторони дії меншого імпульсу сил, що дозволяє краще використати демпфірувальну здатність масляного шару при дії максимальних сил газів (рис.3.56, пунктирна крива).

Для забезпечення рідинного тертя обов'язковим є виконання умови

$$h > R_{a_п} + R_{a_{вт}} + \Delta_г ,$$

де $R_{a_п}$ , $R_{a_{вт}}$ , $\Delta_г$ – висоти мікронерівностей поверхонь тертя пальця й втулки та погрішність їхньої геометрії, відповідно. Чим вище чистота вказаних поверхонь, тим більше імовірність забезпечення рідинного тертя у даному вузлі. З цією метою зовнішню поверхню пальця розгладжують або накатують після шліфування, що забезпечує згладжування гребінців мікронерівностей і поліпшує якість поверхонь тертя.

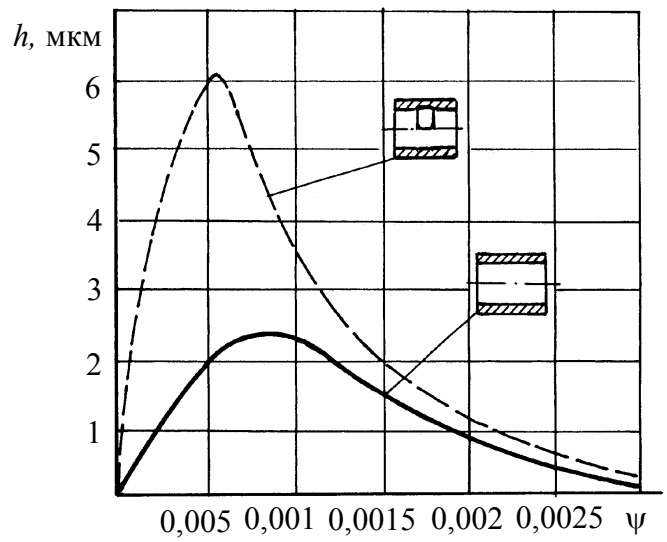



*Рисунок 3.56 – Мінімальна товщина масляного шару в функції відносного зазору*

У високофорсованих двигунах у поршневій головці шатуна встановлюють підшипники кочення (рис.3.57), де як тіло кочення використовуються голки, зовнішньою обоймою є втулка, а внутрішньою – палець. Голки виконуються із сталі ШХ-15, встановлюються у два ряди й підбираються з рівномірністю не більшою 2 мкм у одному комплекті, що забезпечує рівномірність їх навантаження. Голки відділяють одну від одної та від поршневої втулки за допомогою кілець, зменшуючи сили контактного тертя. Кінці кілець виконують по сфері.

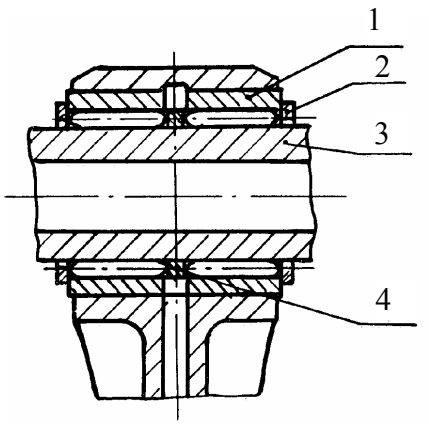



*Рисунок 3.57 – Поршнева головка шатуна із підшипником кочення:*

1 – втулка; 2 – зовнішнє обмежувальне кільце; 3 – поршневий палець; 4 – внутрішнє обмежувальне кільце

Втулка поршневої головки шатуна – плаваюча, виконується із сталі ШХ15-ІІІ. Для зменшення зносів пари шатун–втулка внутрішня поверхня шатуна азотується, а на втулці наноситься масло-

ємний рельєф. Для підвищення контактної витривалості внутрішня поверхня втулки підлягає алмазному вигладжуванню з забезпеченням чистоти поверхні не нижче $\overset{0,08}{\surd}$.

З метою підвищення контактної міцності від утоми поршневого пальця, який виконується із сталі 20Х2НЧА-ІІІ, зовнішню поверхню пальця цементують, регламентують величину зернини (не вище 3 балів) й зміцнюють методом накатування роликом, що створює в цементованій поверхні зміцнений шар, який має стискувальні напруги.

Деталі підшипника поршневої головки підлягають низькому відпуску при температурі 150 °С; твердість голок і втулок при цьому складає $HRC_э$ 59…63, пальця – по зовнішній поверхні $HRC_э \geq 61$, у серцевині $HRC_э$ 36,5…50,5. Як правило, всі такі деталі обробляються холодом з метою повного розпаду остаточного аустеніту й забезпечення стабільних розмірів деталей при експлуатації.

Найбільш характерним дефектом такого вузла є уявне бринелювання, яке проявляється у вигляді відбитків голок на пальці або втулці через високі контактні тиски (рис.3.58).

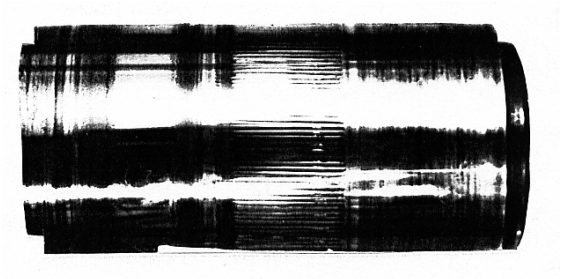


*Рисунок 3.58 – Поршневий палець зі слідами уявного бринелювання*

Для виключення даного дефекту рекомендується:

- Підвищувати контактну міцність від утоми пар тертя за рахунок виконання їх із сталей електрошлакового або вакуумно-дугового переплаву;
- збільшувати фактичну площу контакту шляхом підвищення чистоти поверхні методом накатування, алмазного розгладжування;
- підвищувати температуру відпускання сталі; наприклад, заміна сталі ШХ15 на ЕІ347 (8Х4В9Ф2-ІІІ) дозволяє збільшити температуру відпускання з 150 до 400 °С;
- знижувати температуру деталей за рахунок збільшення подачі масла до поршневої головки шатуна;

- усувати перекос голок при роботі шляхом підбору оптимальних радіального й тангенціального зазору (значення вказаних зазорів відносно до діаметра пальця повинно складати $(0{,}0007\ldots0{,}001)\cdot d_{\text{п}}$ та $(0{,}020\ldots0{,}028)\cdot d_{\text{п}}$ відповідно;
- встановлювати голки у два ряди для забезпечення кращого пристосування їх до пальця під дією максимальних сил газів;
- розвантажувати кінці голок шляхом профілювання їхньої зовнішньої поверхні (бомбинування) або підбору податливості стінки тавра;
- виконувати торці голок по сфері $R \geq 5r_{\text{голки}}$;
- забезпечувати рівномірне протікання масла крізь обидві ряди голок при крайніх положеннях втулки.

### 3.2.4. Кривошипна головка шатуна

Така головка у сучасних швидкохідних двигунах НТМ виконується роз'ємною. Площина розйому або перпендикулярна вісі шатуна, або розташована під кутом до неї. Напрям розйому визначається умовами зборки: при монтажі поршня з шатуном із боку картера рознімання виконується прямим, при монтажі вказаних вузлів крізь циліндр – косим. В останньому випадку з'являються зрізуючі зусилля на шатунні болти, які сприймаються спеціальними замками, що виконані у вигляді трикутних шліців (рис.3.59). Для збільшення жорсткості кришка нижньої головки шатуна виконується з одним або двома ребрами (рис.3.60). Величина потрібної жорсткості нижньої головки шатуна визначається стабільністю геометрії розточки під

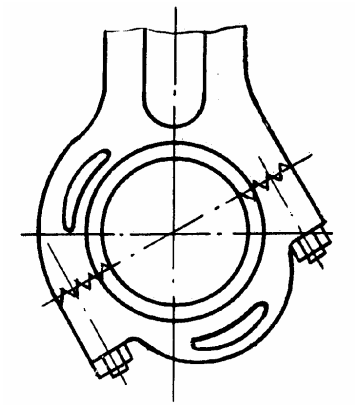
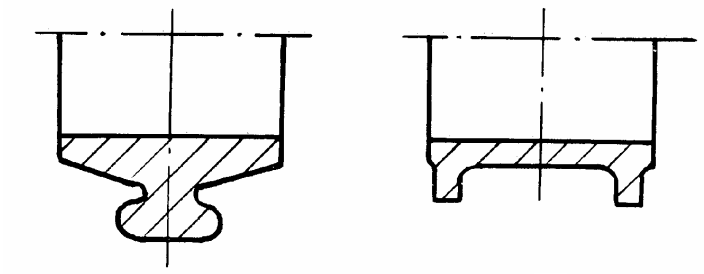


*Рисунок 3.59 – Нижня головка шатуна із косим рознімання*



*а* *б*

*Рисунок 3.60 – Форма нижньої кришки шатуна:*
*а* – штампованої; *б* – обробленої

вкладиші, що виконується за першим класом точності. Виходячи із сказаного, кришки шатунів дво- і чотиритактних двигунів не мають суттєвих відмін, хоча характер діючих на них сил має принципові відміни.

### 3.2.5. Вкладиші шатунів

У сучасних швидкохідних двигунах НТМ застосовуються товстостінні вкладиші, товщина стінки яких

$$t = (0{,}03\ldots0{,}04)\cdot d_{\text{шийки}}\ .$$

Вкладиші виконуються біметалевими, із маловуглецевої сталі й антифрикційного шару. Монометалеві вкладиші у швидкохідних двигунах не застосовуються через втрату ними натягу у процесі тривалої експлуатації.

*Товщина сталевої основи* впливає на надійність посадки вкладиша у розточку нижньої головки шатуна. Вкладиші з недостатньою величиною сталевої основи зменшуються у діаметральному напрямі із-за їхньої накатки валом у процесі роботи та при знятті кришки вільно випадають із постелі, що призводить до підвищення температури антифрикційного шару поблизу стиків. Мінімально допустима величина сталевої основи вкладишів:

корінних $t_{\text{ст}} \geq 0{,}03\cdot d_{\text{шийки}}$;

шатунних $t_{\text{ст}} \geq 0{,}02\cdot d_{\text{шийки}}$.

Як сталеву основу звичайно використовують маловуглецеву сталь типу сталі 10.

*Антифрикційний шар* визначає строк служби підшипникового вузла. У зв'язку з цим матеріал антифрикційного шару повинен:

- → мати низький коефіцієнт тертя і високу зносостійкість;
- → мати високу міцність від утоми при дії знакоперемінних навантажень;
- → міцно сполучатися із сталевою основою;
- → добре всмоктувати тверді частки;
- → мати високу корозійну стійкість.

Як антифрикційні покриття застосовуються бабіти, свинцевиста бронза й алюмінієві сплави.

Залежно від хімічного складу розрізняються бабіти олов'яністі (Sn = 85…90 %; Cu = 3…4 % ; Sb = 6…7 %), свинцевисті (Pb = 70…75 %; Sn =

10…12 %; Sb = 11…13 %) або олов'янисто-свинцевисті. Бабіти мають низьку твердість (НВ = 20…28), чудово заливаються у форму, добре шабруються й легко припрацьовуються.

Недоліком бабітів є швидка втрата міцності (межа текучості при стиску $\sigma_s$ і $t$ = 15 °С становить 140 МПа, при 100 °С – 80 МПа), що може викликати видавлювання бабітової заливки. За цієї причини бабіт має низьку міцність від утоми і його застосовують у підшипниках, що мають середнє питоме навантаження до 150 МПа.

У швидкохідних форсованих двигунах НТМ прагнуть застосовувати свинцевисту бронзу, що являє собою механічну суміш свинцю й міді, відносна кількість яких складає:

бронза БрС-30: Cu = 70 %; Pb = 30 %;

бронза БрОС-1-22: Cu = 74 %; Pb = 25 %; Sn = 1 %.

Механічні якості свинцевистої бронзи такі:

| | при $t$ = 20 °С | при $t$ = 120 °С |
|---|---|---|
| опір стиску $\sigma_в$, МПа: | 200...220 | 180…220; |
| твердість, НВ: | 28…30 | 26…28. |

Свинцевиста бронза твердіша за бабіт; при цьому в діапазоні робочих температур твердість практично не змінюється. Тому даний антифрикційний матеріал припускає великі навантаження на підшипники. Свинцевиста бронза БрС30 припускає середні питомі навантаження до 28 МПа, а олов'янисто-свинцевиста бронза БрОС1-22 – до 40 МПа.

Якість підшипників, що залиті свинцевистою бронзою, обумовлюється технологією її нанесення на сталеву основу. Існують два методи поєднання бронзи зі сталлю: заливка й спікання із подальшою прокаткою.

Якість свинцевистої бронзи залежить від рівномірності розподілу свинцю та міді. Свинець схильний до ліквації з двох причин:

- перша пов'язана з тим, що мідь має вищу температуру плавлення, тому остигає швидше від свинцю і вичавлює його; тому після заливки вкладиші намагаються швидше охолодити пульверизованим стиснутим повітрям з водою у спеціальних пристроях, що звуться *спрейрами*; швидкість охолодження повинна бути не менше 400 град/хв;

┌ друга виходить із того, що рідкий свинець, маючи велику питому вагу, намагається осісти на дно ємності, тому перед заливкою суміш свинцю з міддю необхідно перемішувати.

Для контролю якості розподілу свинцю вкладиші із свинцевистої бронзи підлягають дослідженню рентгенівськими променями. При наявності ліквації свинцю, пухкостей, слідів незадовільного зв'язку бронзи зі сталевою основою вкладиші вибраковуються.

Заливка вкладишів здійснюється у спеціальні форми, що складаються із зовнішньої та внутрішньої обичайок. Механічна обробка їх трудомістка, при цьому коефіцієнт використання металу не перевищує 5 %.

У теперішній час розроблено метод сполучення свинцевистої бронзи зі сталлю методом спікання. Сутність метода у тому, що порошок свинцевистої бронзи спочатку спікають із сталевою стрічкою, а потім прокатують й повторно спікають. Із отриманої біметалевої стрічки вирізають картки, вигинають їх у штампах. В такому разі механічній обробці підлягатиме тільки внутрішня поверхня вкладиша, а коефіцієнт використання металу підвищується до 70…80 %.

Підвищена твердість свинцевистої бронзи потребує збільшення твердості шийок колінчастого валу, котрі, як правило, азотуються або цементуються.

Висока вартість технологічного процесу заливки вкладишів свінцевистою бронзою, велика витрата дефіцитних матеріалів стримують можливість використання даного типу вкладишів для двигунів масового виробництва.

Тому на автотракторних і подібних двигунах стали застосуватися вкладиші з антифрикційним шаром на алюмінієвій основі типу АСМ – алюміній-сурма-магній (Al – основа; Sb = 3,5…4,5 %; Mg = 0,3…0,7 %), АО-20-І – алюміній-олово та інш. Сполучення антифрикційного шару на алюмінієвій основі із сталевою підвалиною здійснюється методом гарячої прокатки. За своїм функціональним призначенням вказані вкладиші наближуються до вкладишів, що залиті свинцевистою бронзою (твердість при $t$ = 15 °С НВ 25…28; допустимі навантаження – до 40 МПа).

*Товщина антифрикційного шару* суттєво впливає на його міцність від утоми; так, із зменшенням товщини шару утомлена міцність підвищується. Звичайно нижня границя обмежується товщиною, не меншою

0,20 мм, оскільки при менших товщинах погіршується безпека локальної відсутності антифрикційного покриття із-за похибок у геометрії при виготовленні. Верхня межа товщини шару не перевищує сотої долі від діаметру вала.

*Припрацювальне покриття* наносять на робочу поверхню вкладиша з метою поліпшення роботи пар тертя у початковий період, обереження свинцовистої бронзи від окислення й підвищення її опірності утомленому руйнуванню. Як припрацювальне покриття використовують сплави свинцю з оловом або свинцю з індієм. Товщина покриття складає 0,004… 0,008 мм. Воно зберігається у термін всього строку служби двигуна і підвищує допустимі питомі тиски на 20…30 %.

Це ж покриття (або інше – мідь, олово) наноситься на потиличну зону для виключення схоплювання вкладишу із шатуном. У цьому разі товщина покриття не перевищує 0,02…0,004 мм.

*Натяг вкладиша*. Прилягання вкладиша до постілі потрібно для надійного відведення теплоти від поверхонь тертя. Воно не повинне бути малим із-за безпеки “дихання” вкладишу або надмірним, оскільки вкладиш може втратити правильну циліндричну форму. Надійна установка вкладишу у постілі відповідає натягу пресової посадки. Для забезпечення даного натягу кінці вкладишів повинні виступати над поверхнею стику на деяку величину *h*/2 (рис.3.61).

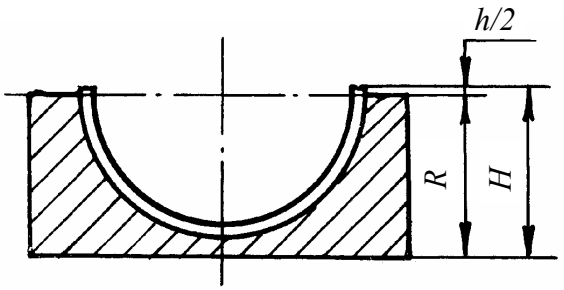



*Рисунок 3.61 – Схема установки вкладиша в постіль*

Згідно з експериментальними даними при посадці, що відповідає пресовій, напруги стиску у вкладиші повинні вкладатися у межі 80… 210 МПа. За такими даними необхідна величина перевищення може бути знайдена із таких залежностей:

$$h = \frac{\sigma \cdot L}{E} \quad \text{або} \quad h = \frac{P}{F} \cdot \frac{L}{E},$$

де $L = \pi \cdot R$ – довжина вкладишу, см; $\sigma = \frac{P}{F}$ – напруга стиску у сталевій основі; $P$ – зусилля стиску; $F$ – площа сталевої основи.

*Несуча здатність вкладиша* визначається відношенням його довжини до діаметра (*l*/*d*), зазором у парі вкладиш-шийка вала, чистотою й точністю обробки пар тертя.

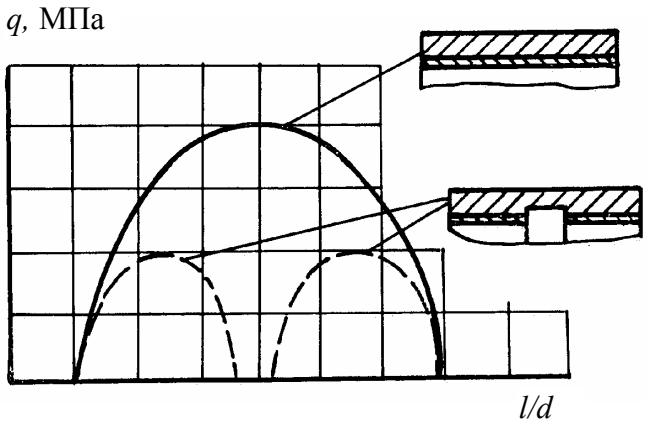



*Рисунок 3.62 – Несуча здатність масляного шару*

У виконаних конструкціях двигунів оптимальне величина *l*/*d* лежить в межах 0,55…0,70. При цьому на внутрішній поверхні робочої половини вкладиша не допускаються канавки, фрезерування, які знижують несучу здатність у декілька разів, що ілюструється рис.3.62.

Подача масла із нижньої головки шатуна до верхньої повинна здійснюватися поза вкладишами. При цьому ширина канавки в шатуні повинна бути такою, аби виключити викришування робочої поверхні вкладиша.

Величина оптимального масляного зазору повинна враховувати тип матеріалу антифрикційного шару, точність виготовлення, наявність припрацювального покриття та інш. Практикою двигунобудування доведено, що величина масляного зазору для підшипників ковзання повинна складати:

- залитих бабітом $\delta \geq 0{,}7 \cdot d_{\text{шийки}}$, мкм;
- залитих свинцовістою $\delta \geq 1{,}0 \cdot d_{\text{шийки}}$, мкм;
- плакированих алюмінієвим сплавом $\delta \geq 1{,}2 \cdot d_{\text{шийки}}$, мкм.

Залежно від способу обробки внутрішньої поверхні вкладиші поділяються на взаємозамінювані (оброблені окремо від шатуну) й невзаємозамінювані ( оброблені у шатуні). Невзаємозамінювані вкладиші мають більшу точність й застосовуються у швидкохідних форсованих двигунах НТМ.

Звичайно, внутрішня поверхня вкладишів має циліндричну форму. При недостатній жорсткості вала і натирах на кінцях вкладишів внутрішню поверхню вкладиша розточують по гіперболічній поверхні, що досягається рухом різця під кутом до твірної вкладиша.

При встановленні вкладиша у постіль має місце його деформація у зоні стиску (рис.3.63, а). Для усунення натиру у цьому місці на вкладиші роблять заниження (рис.3.63, б), яке зветься “холодильником”.

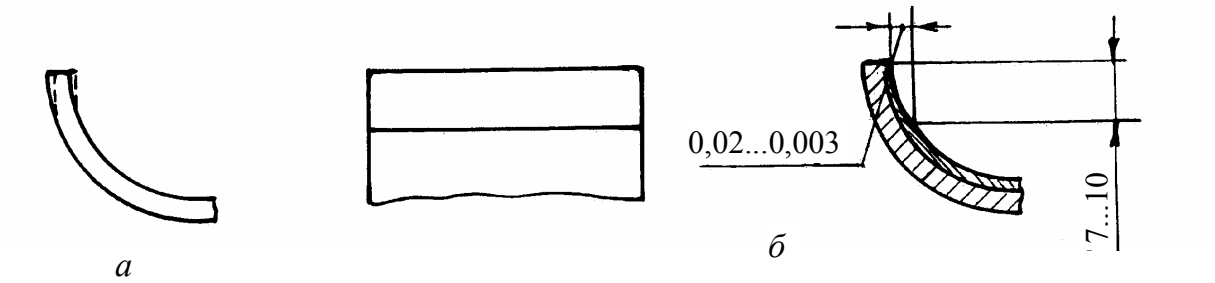



*Рисунок 3.63 – Конструкція “холодильника” вкладиша*

*Фіксація вкладишів* у шатунах в осьовому напрямку здійснюється штифтами або “вусами”. Існує помилкова думка, що вони утримують вкладиші від провертання. Досвід експлуатації монометалевих вкладишів із алюмінієвого сплаву свідчить, що при втраті діаметрального натягу штифти перерізають вкладиші, але провертання не витримують.

### 3.2.6. Шатунні болти

Шатунні болти центрують кришку відносно шатуна й забезпечують затяжку вкладишів.

Центрування кришки відносно шатуна здійснюється пояском на болті, що має зазор від 0 до 0,015 мм. Для виключення задирання цей поясок вкривається шаром міді або змазується тваринним (органічним) жиром.

На болти діють сили статичного затягування та інерції мас поршня та стержня шатуна. У зв’язку з цим зусилля затягування болтів повинно забезпечити посадку вкладишів та бути більше діючих сил інерції з метою виключення розкриття стику. Характер діючих сил свідчить, що болт сприймає знакоперемінні навантаження та у зв’язку з цим матеріал болта повинен мати підвищену ударну в’язкість і високу міцність від утоми. Тому болти виготовляють із високолегованих сталей типу 18Х2НЧМА, 20ХН3А, 40ХН. Для зменшення впливу різьби на зниження міцності від утоми її виконують методом накатки з обов’язковим радіусом по внутрішньому діаметру.

Необхідну затяжку болта контролюють динамометричним ключем або по витягуванню болта. Останній метод – кращій.

### 3.2.7. Осьова фіксація шатуна

Шатуни швидкохідних форсованих двигунів звичайно центруються у осьовому напряму відносно щік колінчастого валу й вільно переміщуються відносно поршня. При цьому осьові зазори відносно колінчастого валу складають 0,2…0,4 мм, а відносно поршня – 3…5 мм.

### 3.2.8. Розрахунок елементів шатуна

1. *Стрижень шатуна*

Стержень шатуна працює на утому в умовах знакоперемінних навантажень:

► розривається силами інерції поршня та частини шатуна, що міститься над розрахунковим перерізом;

► стискується різницею сил тиску газів та сил інерції;

► вигинається під дією сил інерції, що проявляються у площині гойдання шатуну.

*Розрахунок стрижня шатуна на розтягування*

Максимальна розривна сила діє на шатун на такті впуску при положенні поршня у ВМТ:

$$P_j = -\left(m_{\text{п.к}} + m_{\text{ш.р}}\right) \cdot \omega^2 R \cdot \left(1 + \lambda\right), \tag{3.33}$$

де $m_{\text{п.к}}$ та $m_{\text{ш.р}}$ – маси відповідно поршневого комплекту й частини шатуна, розташованого над розрахунковим перерізом.

Тоді напруга розтягування у стержні шатуна

$$\sigma_{\text{р}} = P_j / F_{\text{розр}} \,. \tag{3.34}$$

*Розрахунок стрижня шатуна на повздовжнє вигинання*

Розрахунок стрижня на вигинання від сил інерції, що діють у площині гойдання шатуна, виконують для двигунів із частотою обертання колінчастого валу $n \geq 2000$ хв$^{-1}$.

Максимальний згинаючий момент одержують у перерізі, що знаходиться на відстані 0,574 $L$ від осі поршневого пальця (рис.3.64). Напруга згину може бути знайдена за формулою:

$$\sigma_{\text{згин}} = \frac{M_{\max}}{W} = 0{,}064 \cdot \frac{F \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\omega^2 R \cdot L^2}{W}.$$

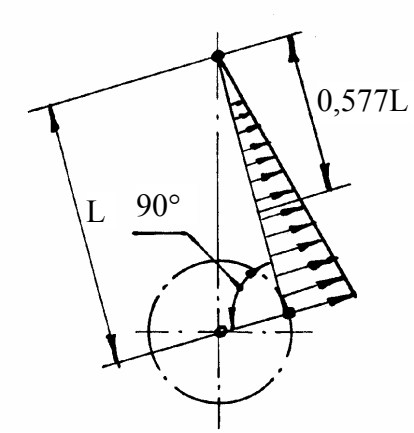



*Рисунок 3.64 – Навантаження стрижня шатуна інерційними силами*

Для сталевого шатуна формула може бути подана у вигляді:

$$\sigma_{\text{згин}} \approx \frac{n^2 R \cdot F \cdot L^2}{18 \cdot 10^7 \cdot W}, \qquad (3.35)$$

де $n$ – частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$; $R$, $L$ – відповідно, радіус кривошипа і довжина шатуна; $W$ – момент опору перерізу.

Як правило, напруги від сил інерції у стрижні шатуна не перевищують 20…25 МПа.

*Розрахунок стрижня шатуна на стиск*

У високообертових двигунах переріз, який лежить посередині відстані між головками шатунів, звичайно розраховують на стиск і поздовжнє згинання за емпіричною формулою Навьє-Ренкіна:

$$\sigma_{\text{стис}} = \frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}} + \frac{\sigma_{\text{пр}} P_{\text{стис}} L^2}{\pi^2 E J},$$

де $\sigma_{\text{пр}}$ – межа пружності матеріалу;

$P_{\text{стис}} = P_z + P_j$ – сила, що діє на даний переріз (залежить від максимальної сили газів $P_z$ та сили інерційних мас).

Позначимо

$$c = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{\pi^2 E}.$$

Тоді

$$\sigma_{\text{стис}} = \frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}} + c\frac{P_{\text{стис}} L^2}{J} = \frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}}\left(1 + c\frac{L}{J}F_{\text{сер}}\right) = \kappa\frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}}.$$

Таким чином, напруга у середньому перерізі шатуна дорівнює:

- у площині гойдання шатуна

$$\sigma_{\text{стис.}X} = \kappa_X \frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}}, \tag{3.36}$$

де $\kappa_X = 1 + c\frac{L}{J_X}F_{\text{сер}}$;

- у площині, перпендикулярній площині гойдання,

$$\sigma_{\text{стис.}Y} = \kappa_Y \frac{P_{\text{стис}}}{F_{\text{сер}}}, \tag{3.37}$$

де $\kappa_Y = 1 + c\frac{l}{J_Y}F_{\text{сер}}$;

$l = L - (d_{\text{вгш}} + d_{\text{нгш}})/2$;

$d_{\text{вгш}}$ – діаметр розточки під втулку верхньої головки шатуна;

$d_{\text{нгш}}$ – таке ж під вкладиші у нижній головці шатуна.

*Визначення запасу міцності*

Запас міцності у середньому перерізі шатуна підлягає розрахунку за формулами:

у площині гойдання

$$n_X = 2\frac{\sigma_{-1}}{\left(\sigma_{\text{стис.}X} - \sigma_{\text{пр}}\right) + \psi_\sigma\left(\sigma_{\text{стис.}X} + \sigma_{\text{пр}}\right)}; \tag{3.38}$$

у площині, яка перпендикулярна площині гойдання,

$$n_Y = 2\frac{\sigma_{-1}}{\left(\sigma_{\text{стис.}Y} - \sigma_{\text{пр}}\right) + \psi_\sigma\left(\sigma_{\text{стис.}Y} + \sigma_{\text{пр}}\right)}; \tag{3.39}$$

де $\psi_\sigma \approx 0{,}2$ – коефіцієнт, що враховує асиметрію циклу.

Запаси міцності для швидкохідних форсованих двигунів знаходяться у межах 1,5…2,5.

2. *Поршнева (верхня) головка шатуна*

Поршнева головка шатуна сприймає сили інерції поршневої групи, тиску газів без урахування цих сил інерції, зусиль від запресовки втулки.

*Напруження від діяння сил інерції*

Спочатку визначають розрахункове зусилля при положенні поршня у ВМТ

$$P_{j_г} = -m_{п.к}\omega^2_{max_{х.х}} R(1+\lambda),$$

де $\omega^2_{max_{х.х.}} \approx 1{,}1\cdot\omega_{ном}$ – максимальна кутова частота обертання колінчастого вала на холостим ходу.

Для двотактних двигунів як розрахункову розтягуючої сили беруть умовну силу від заїдання поршня, що дорівнює 10…12 кгс на одиницю бокової площини поршня.

Розрахунок верхньої головки виконують по методом розрахунку тонкостінного криволінійного брусу, запропонованого Р.С. Кінасошвілі.

Як розрахунковий переріз беруть місце сполучення зовнішнього діаметра і стрижня шатуна:

$$\alpha = 90° + \arccos\frac{\frac{H}{2}+\rho}{R+\rho}.$$

Розрахунки ведуться відносно середнього радіуса головки

$$r_{сер} = \frac{R+r}{2}.$$

У розрахунковому перерізі діють:

→ згинаючий момент

$$M_\alpha = P_{j_г} r_{сер}(0{,}542 - 0{,}0268\cdot\alpha - 0{,}072\cos\alpha - 0{,}5\sin\alpha + 0{,}0459\cdot\alpha\cdot\cos\alpha);$$

→ нормальна сила:

$$N_\alpha = P_{j_г}[(0{,}072 - 0{,}0458\cdot\alpha)\cos\alpha + 0{,}5\sin\alpha].$$

За умови сумісної деформації головки і втулки на головку передається частка зусилля:

$$N_{\alpha_г} = N_\alpha \frac{1}{1+\dfrac{E_{вт} \cdot F_{вт}}{E_г \cdot F_г}},$$

де $F_{вт}$, $F_г$ – перерізи втулки і головки відповідно;

$E_{вт}$, $E_г$ – модулі пружності втулки і головки.

Напруги у поршневій головці на зовнішній поверхні

$$\sigma_{j_г} = \left[ 2M \frac{6r_{сер} + h}{h\left(2r_{сер} + h\right)} + N_{\alpha_г} \right] \cdot \frac{1}{ah}, \qquad (3.40)$$

де $a$ – довжина втулки, см.

*Напруги від сили, що стискують шатун*

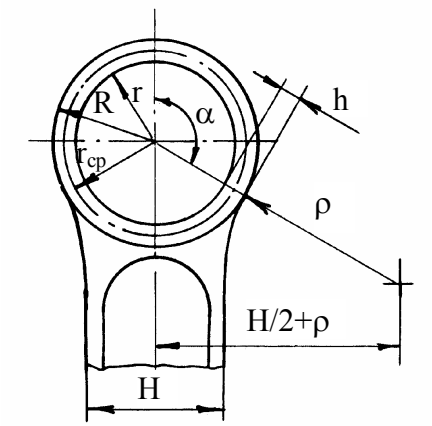



*Рисунок 3.65 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна*

Розрахункове зусилля

$$P_{стис.г} = P_z + P_{j_г}.$$

Розрахунковим перерізом залишається місце закріплення, розташоване під кутом α (рис.3.65).

Для цього перерізу:

→ згинаючий момент

$$M'_\alpha = M_0 + N_0 r_{сер}\left(1 - cos\alpha\right) -$$

$$- P_{стис.Г} \frac{r_{сер}}{\pi}\left(0{,}5\pi \sin\alpha - \alpha \sin\alpha - \cos\alpha\right);$$

→ нормальна сила

$$N'_{\alpha_Г} = \left[ \frac{P_{стис.Г}}{\pi}\left(0{,}5\pi \sin\alpha - \alpha \sin\alpha - \cos\alpha\right) + N_0 \cos\alpha \right] \frac{1}{1+\dfrac{E_{вт}F_{вт}}{E_г F_г}}.$$

Величини функцій $M_0$ та $N_0$ визначаються рис.3.66.

Напруги стиску у розрахунковому перерізі:

$$\sigma_{стис} = \left[ 2M'_\alpha \frac{6r_{сер} + h}{h\left(2r_{сер} + h\right)} + N'_{\alpha_г} \right] \cdot \frac{1}{ah}. \qquad (3.41)$$

*Напруга у поршневій головці від запресовки втулки та її нагрівання*

Питомий тиск між головкою та втулкою

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left( \frac{D^2 + d^2 \big/ D^2 - d^2 + \mu}{E_{\text{ст}}} + \frac{d^2 + d_{\text{вт}}^2 \big/ d^2 - d_{\text{вт}}^2 - \mu}{E_{\text{вт}}} \right)}, \qquad (3.42)$$

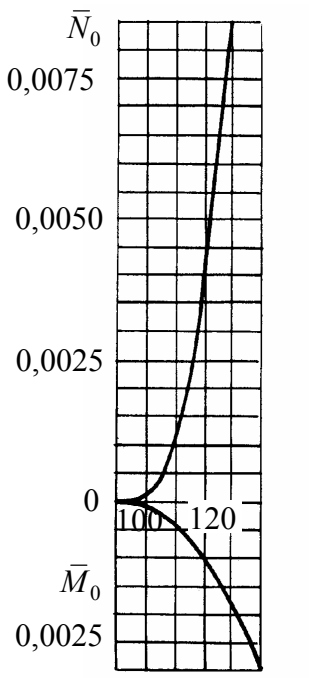



*Рисунок 3.66 – До розрахунку поршневої головки*

де $\Delta$ – натяг при посадці втулки в головку; $\Delta_t$ – натяг із-за різниці деформацій втулки і головки; $\mu$ – коефіцієнт Пуасона; $d_{\text{вт}}$ – внутрішній діаметр втулки; інші пояснення наведено на рис.3.66.

Напруги для зовнішніх волокон шатуна визначаються за формулою Ляме:

$$\sigma_{\text{зов}} = p \frac{2 \cdot d^2}{D^2 - d^2}. \qquad (3.43)$$

*Визначення запасу міцності*

Запас міцності для зовнішньої поверхні головки:

$$n = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{j_\text{г}} - \sigma_{\text{стис}} + \psi_\sigma \left( \sigma_{j_\text{г}} + \sigma_{\text{стис}} + 2\sigma_{\text{зов}} \right)}. \qquad (3.44)$$

Запас міцності у верхніх головках шатунів швидкохідних двигунів слід брати не меншим 3.

*Деформація поршневої головки*

Деформація цієї головки (зменшення зазору під діянням сили інерції) не повинна перевищувати половини монтажного зазору й визначається за полуемпіричною формулою:

$$\delta = \frac{P_{j_\text{г}} d_{\text{сер}}^3 (\alpha - 90^\circ)^2}{10^6 \cdot E_{\text{ст}} J}. \qquad (3.45)$$

*Питомий тиск між втулкою поршневої головки й пальцем*

Питомий тиск між втулкою поршневої головки й пальцем

$$K_{\max} = \frac{P_z}{a \cdot d_1}. \qquad (3.46)$$

У деяких високофорсованих двигунів $K_{\max}$ доходить до 90 МПа.

3. *Кривошипна головка шатуна*

У кривошипній головці шатуна розраховують від'ємну кришку за методикою Р.С. Кінасошвілі, яка базується на допущеннях:

- головка вважається невід'ємною;
- розподіл тиску на кришці вважається косинусоідальним згідно з рис.3.67;

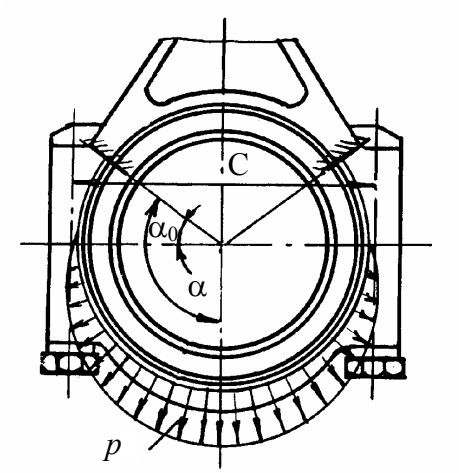



*Рисунок 3.67 – Розрахункова схема кривошипної головки шатуна*

- радіус кривизни головки беруть рівним половині відстані між осями шатунних болтів;
- вкладиш деформується сумісно із кривошипною головкою;
- місце закріплення кришки вважається розташованим під кутом $\alpha$ й співпадає з місцем переходу стержня у кривошипну головку.

Кришка шатуна навантажується у ВМТ на такті впуску силою інерції мас поршня і шатуна, що поступально рухаються, а також мас шатуна без урахування кришки, що обертається:

$$P_{j_к} = m_A \omega^2 R \cdot (1 + \lambda) + (m_{BL} - m_{\text{кр}}) \cdot \omega^2 R,$$

де $m_A$ – маса поршня й маса частини шатуна, які рухаються поступально; $m_{BL}$ – маса частини шатуна, що обертається; $m_{\text{кр}}$ – маса кришки.

Напруга згинання у середньому перерізі кришки

$$\sigma_{\text{згин}} = P_{j_{\text{п}}} \left[ \frac{c \cdot (0{,}0127 + 0{,}00083 \cdot \alpha_0)}{2 \cdot W \left(1 + \frac{J_{\text{вкл}}}{J}\right)} + \frac{0{,}522 - 0{,}003 \cdot \alpha_0}{F + F_{\text{вкл}}} \right], \qquad (3.47)$$

де $J$, $W$, $F$ – моменти інерції та опору, площа кришки у середньому перерізі, відповідно; $J_{\text{вкл}}$, $F_{\text{вкл}}$ – момент інерції та площа вкладиша відповідно.

Кут $\alpha_0$ у виконаних шатунах швидкохідних двигунів близький до 40 град.

В цьому випадку

$$\sigma_{\text{згин}} = P_{j_{\text{к}}} \left[ \frac{0{,}023 \cdot c}{W \cdot \left(1 + \frac{J_{\text{вкл}}}{J}\right)} + \frac{0{,}4}{F + F_{\text{вкл}}} \right], \tag{3.48}$$

Припустимі напруги у середньому перерізі кришки шатунів швидкохідних двигунів не повинні перевищувати 300 МПа.

*Деформація кривошипної головки шатуна*

Зменшення діаметра кривошипної головки повинно бути не менше половини діаметрального зазору по вкладишу і визначається із залежності:

$$\delta = \frac{0{,}0024 \cdot P_{j_{\text{к}}} \cdot c^3}{E\left(J + J_{\text{вкл}}\right)}. \tag{3.49}$$

Треба мати на увазі, що кришка нижньої головки шатуна двотактного двигуна розраховується за наведеними вище залежностями,

де $l_б$, $F_б$ –довжина й площа поперечного перерізу болта; $i$ – кількість болтів.

Решта $(1- a)\cdot P_{j_к}$ зменшує деформацію стягнутих деталей:

$$\Delta l_ш = (1-a)\frac{P_{j_к}\cdot l_ш}{E\cdot F_ш};$$

$$F_ш = 0{,}785\cdot\left[\left(d_{гайки}+\frac{l_ш}{2}\right)^2 - d_{болта}\right],$$

де $F_ш$ – площа поперечного перерізу деформованої частини шатуна; $d_{гайки}$, $d_{болта}$ – діаметри гайки та болта відповідно.

Враховуючи, що $\Delta l_б = \Delta l_ш$, одержимо:

$$a = \frac{1}{1+F_ш / i\,F_б}.$$

Таким чином, болт розтягується силою

$$P_б = P_{зат} + a\cdot P_{j_к} = P_{зов} + \frac{P_{j_к}}{1+F_ш / i\,F_б}.$$

Експериментально встановлено, що на шатунах швидкохідних двигунів відношення $\frac{F_ш}{i\,F_б}$ коливається у межах 3…5. Тоді

$$P_б = P_{зат} + \frac{P_{j_к}}{1+(3\ldots5)} = P_{зат} + (0{,}15\ldots0{,}25)\cdot P_{j_к} =$$

$$= (2\ldots3)\cdot P_j + (0{,}15\ldots0{,}25)\cdot P_{j_к} = (2{,}15\ldots3{,}25)\cdot P_{j_к}.$$

Сумарні напруги розтягування у болті

$$\sigma_б = \frac{P_б}{0{,}785\cdot i\cdot d_{вн}^2} = (2{,}75\ldots4{,}15)\frac{P_{j_к}}{i\cdot d_{вн}^2},, \qquad (3.51)$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр різьби.

На стрижень шатуна діє крутний момент від попередньої затяжки:

$$M_{\text{кр}} = \mu \cdot P_{\text{зат}} \cdot \frac{d_{\text{сер}}}{2 \cdot i},$$

де $\mu = 0{,}1$ – коефіцієнт тертя у різьбі.

Дотична напруга при крученні

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W} = \frac{M_{\text{кр}}}{0{,}2 \cdot d_{\text{вн}}^3},$$

де $W$ – полярний момент інерції.

Тобто після перетворень

$$\tau = (0{,}5 \ldots 0{,}75) \cdot P_{j_к} \cdot \frac{d_{\text{сер}}}{i \cdot d_{\text{вн}}^3}, \qquad (3.52)$$

Складна напруга у розрахунковому перерізі

$$\sigma_{\text{скл}} = \sqrt{\sigma_{\text{б}}^2 + 4 \cdot \tau^2}\ . \qquad (3.53)$$

Допускаються напруги у межах 180…250 МПа.

5. *Розрахунок шатунних вкладишів*

Орієнтовна перевірка розмірів шатунного підшипника виконується шляхом визначення питомого тиску між підшипником і шатунною шийкою від дії середньої і максимальної сили:

$$K = \frac{P}{l_п \cdot d_{\text{ш.ш}}},$$

де $l_{\text{п}}$ – довжина підшипника; $d_{\text{ш.ш}}$ – діаметр шатунної шийки.

У форсованих транспортних двигунів $K_{\text{сер}}$ та $K_{\max}$ мають такі рівні, що визначаються в табл. 3.5:

Таблиця 3.5 – Характеристики підшипників транспортних двигунів

| *Двигуни* | | $K_{\text{сер}}$, МПа | $K_{\max}$, МПа |
|---|---|---|---|
| 5ТДФ (5ДН 12/(2×120)) | | 8,8 | 22,5 |
| 6ТД (6ДН 12/(2×120)) | | 9,0 | 26,8 |
| 470 (12ЧН 15/16) | | 10,8 | 24,0 |
| В84 ((12ЧН 15/18) | | 10,8 | 25,5 |
| УД-20 (6Ч 15/15) | вильчатий | 11,00 | 15,8 |
| | внутрішній | 10,9 | 41,2 |

### 3.2.9. Конструкції шатунів двигунів НТМ

*Шатун двигуна 5ТДФ* (рис.3.68)

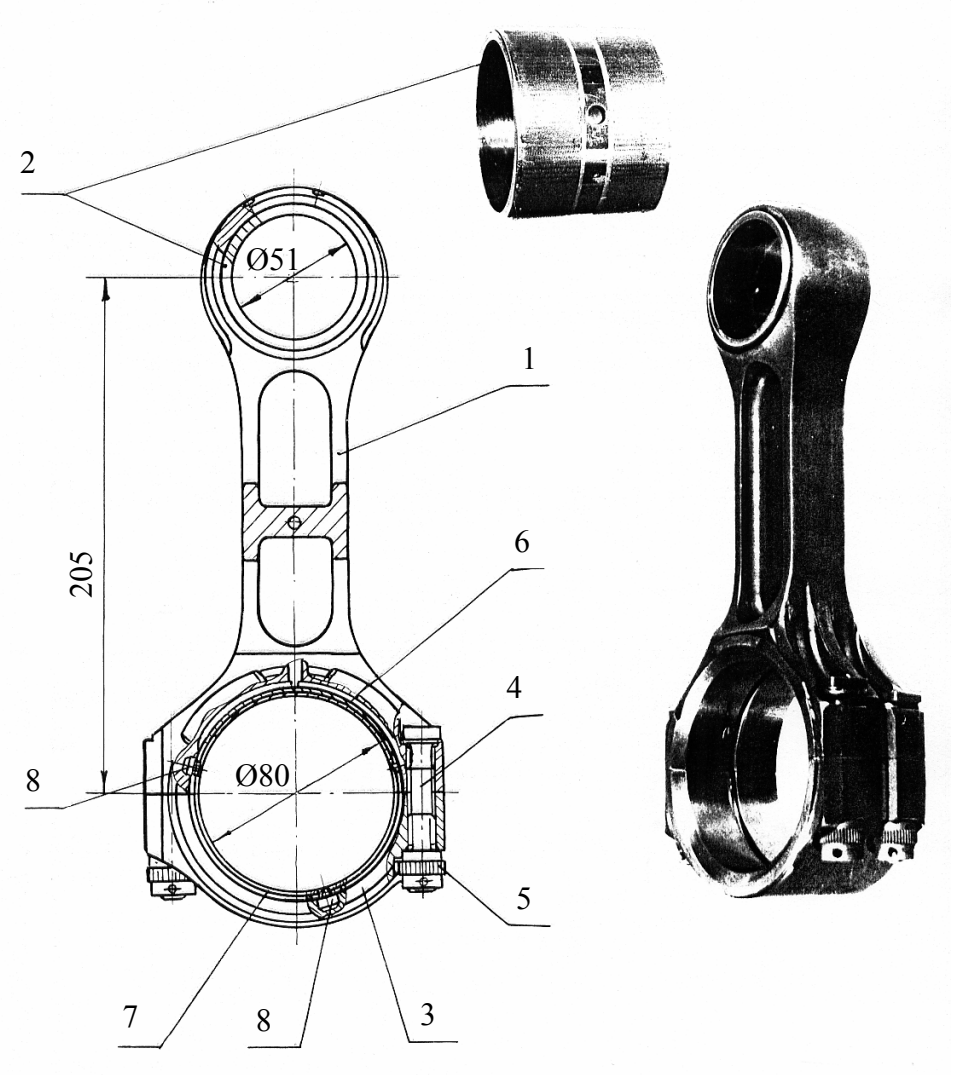



*Рисунок 3.68 – Шатун двигуна 5ТДФ*

Шатун 1 та кришка 3 виконані методом гарячого деформування із сталі 18Х2Н4МА і термооброблені на твердість НВ 302…363. Зовнішня поверхня цих деталей оброблена механічно; після такої обробки шатун полірується з доведенням чистоти поверхні до $^{0,63}\sqrt{}$.

Поршнева та кривошипна головки шатунів обробляються у вузлі після збирання із забезпеченням чистоти $^{0,76}\sqrt{}$ і $^{0,63}\sqrt{}$ відповідно. Погрішність виготовлення вказаних поверхонь не перевищує 0,01 мм. Непаралельність

та скручування осей головок шатунів не перевищує 0,05 мм на довжині 200 мм.

Масло із кривошипної головки до поршневої подається крізь канал діаметром 4,2 мм, що має чистоту обробки не нижчу за $^{2,5}\sqrt{}$.

Кришка та шатун стягуються чотирма болтами діаметром М12×1,25 з гайками 5, які виконано із сталі 18Х2Н4МА; болти термооброблені на твердість НВ 302…341.

Різьба на болті виготовляється методом накатки із забезпеченням радіуса у западині, не меншого 0,1 мм й чистоти профіля не нижче за $^{1,25}\sqrt{}$.

Взаємне центрування кришки й шатуна забезпечується болтами. що встановлюються із зазором не більше 0,015 мм. Витяжка болтів складає 0,06…0,10 мм та контролюється після трикратного стискування.

У поршневу головку шатуна встановлюється втулка 2 із сталі ШХ-15ІІІ, що служить зовнішньою обоймою підшипника качання. Втулка термооброблена на твердість $HRC_э$ 59…63. Для підвищення маслоємності на зовнішню поверхню втулки наносять мікрорельєф глибиною 0,007… 0,015 мм. З метою підвищення контактної міцності від утоми внутрішньої поверхні її хонінгують, а потім виконують алмазне вигладжування, забезпечуючи чистоту не нижче $^{0,16}\sqrt{}$.

У кривошипній головці шатуна розташовані вкладиші 5, 7. Вони – тонкостінні, загальною товщиною 2,5 мм; виготовлені із сталі10 й залиті бронзою БРС30 товщиною 0,3…0.8 мм. Від осьового зміщення вкладиші утримуються штифтами 8.

Шатун, кришка, болти, гайки, вкладиші складають єдиний комплект. Вказані деталі маркіруються єдиними номерами. Розукомплектування їх у експлуатації не дозволяється.

Шатуни підбираються по масі. Маси шатунів одного комплекту повинні відрізнятися не більш ніж на 10 грамів.

*Шатун двигуна 12ЧН15/16* (рис.3.69).

На V–подібному двигуні 12ЧН15/16 застосовані центральні двигуни. Шатун 1 та кришка 3 виконані методом штамповки із сталі 18Х2Н4МА і термооброблені на твердість НВ 302…363. Зовнішня їхня поверхня остаточно оброблена та відполірована.

Площина розйому шатуна розташована під кутом 45° до вісі шатуна. Від поздовжніх переміщень кришка утримується відносно шатуна шліцами з кроком 4 мм та кутом профілю 60°. В осьовому напрямку кришка фіксується відносно шатуна двома штифтами.

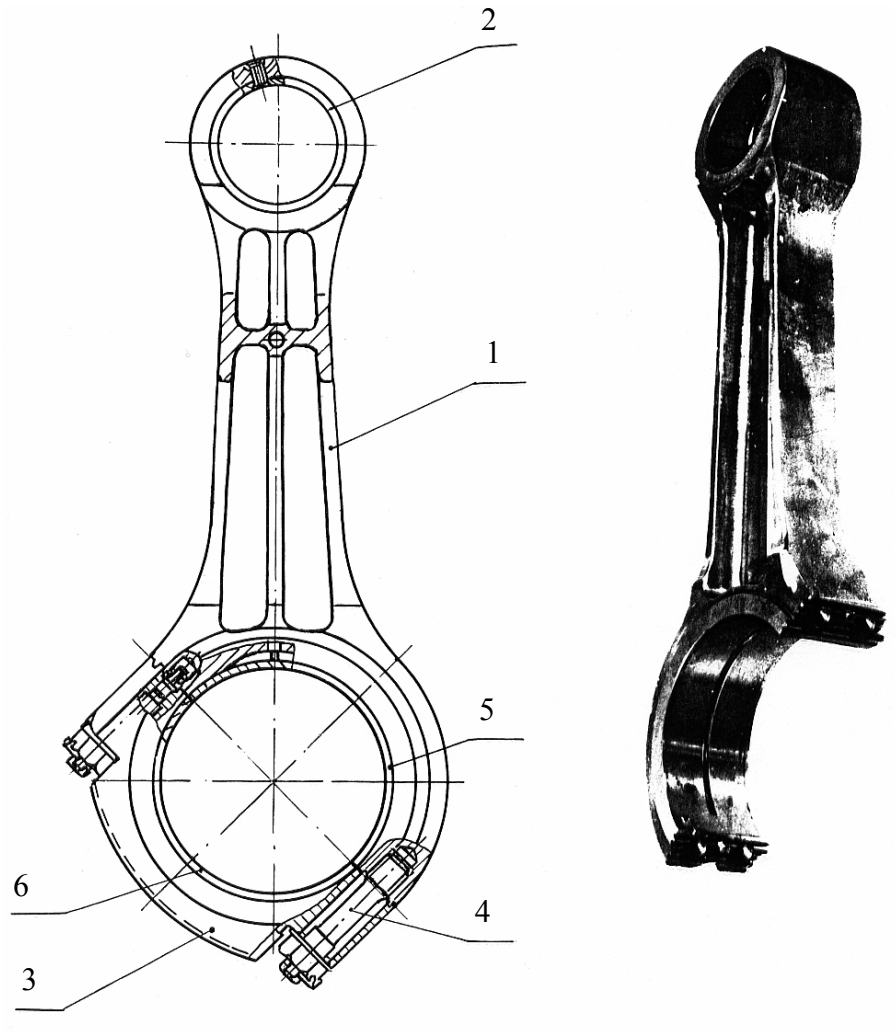



*Рисунок 3.69 – Шатун двигуна 12ЧН15/16*

Кришка закріплена з шатуном чотирма болтами 4М14×1. Болти стопоряться попарно шайбами.

Поршнева головка шатуна має перемінний переріз, який поступово зменшується у бік поршня. У поршневу головку шатуна запресовані з натягом 0,062…0,100 мм дві монометалеві втулки 2, що виконані із деформованої бронзи МХЦТ твердістю НВ > 130 та легованої хромом, цирконієм і

титаном. Втулки від обертання стопоряться полими штифтами й змащуються маслом, яке подається крізь канал у шатуні.

У кривошипну головку шатуна встановлені тонкостінні (δ = 3,5 мм) вкладиші 5, 6, залиті свинцевистою бронзою БрОС1-22. Товщина антифрикційного шару 0,2…0,6 мм. На остаточно оброблену поверхню нанесено гальванічне припрацювальне покриття, яке містить 85…92 % свинцю та 8…15 % олова. Від осьового переміщення вкладиші стопоряться “вусами”.

Втулка та вкладиші по внутрішніх поверхнях мають чистоту $^{0,63}\sqrt{}$ та $^{0,32}\sqrt{}$ відповідно. Зазори на масло складають по поршневому пальцю 0,06…0,105 мм, по шатунній шийці – 0,10…0,14 мм.

Маси шатунів одного комплекту не повинні відрізнятися більше, ніж на 6 г.

*Шатун двигуна МВ838Са-500* (рис.3.70).

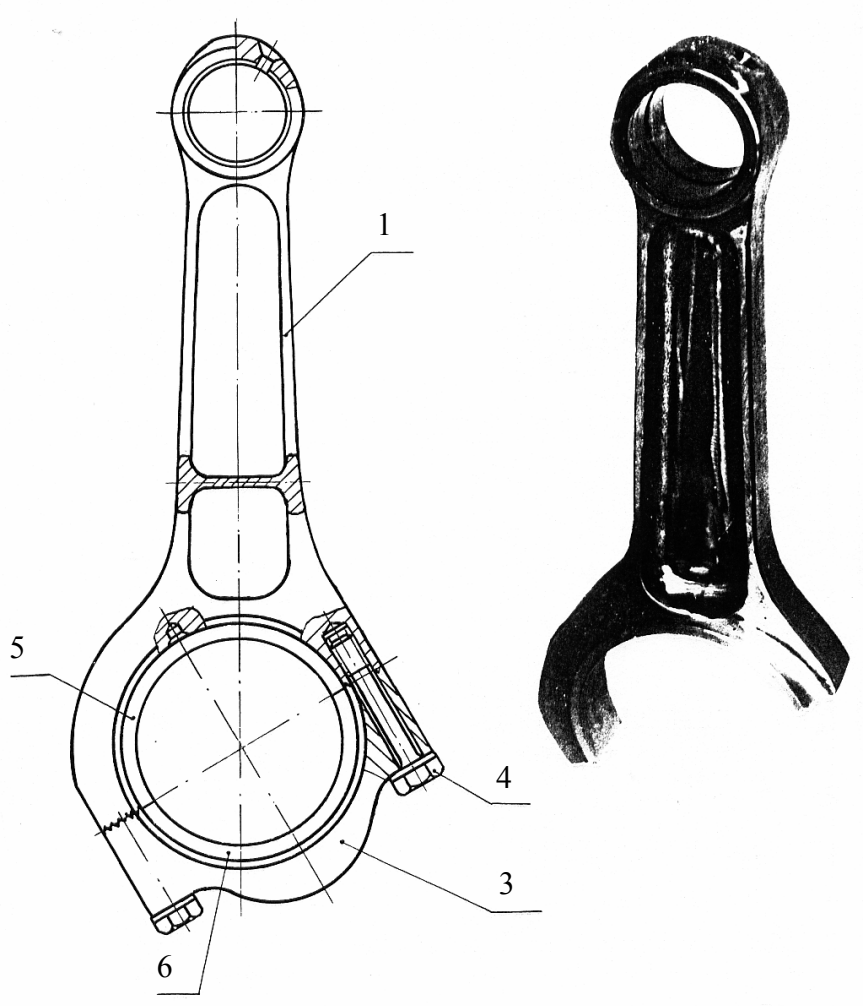



*Рисунок 3.70 – Шатун двигуна МВ838Са500*

На V-подібному двигуні 12ЧН16,5/17,5 фірми MTU застосовані центральні, несиметричні шатуни.

Шатун 1 та кришка 3 виконані методом штампування із хромомолібденової сталі 42CrMO4 по стандарту Німеччини DIN17200 (механічні властивості: $\sigma_B$ = 104 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 91 МПа; $\delta$ = 16 %; $\psi$ = 56 %; $HRC_э \geq 28$). Ближчою до сталі MTU за хімічним складом та механічними властивостями є вітчизняна сталь 38ХС.

Шатун остаточно оброблений, має перемінний за висотою переріз у вигляді тавра. Рознімання у кривошипній головці шатуна виконано під кутом 60° по відношенню до вісі шатуна та зміщено на 4 мм у бік кришки. У рознімanні виконані шліци з кроком 4,6 мм та кутом профілю 90°. В осьовому напрямку шатун та кришка фіксуються буртами вкладишів.

Вкладиші 5, 6 – товстостінні ($\delta$ = 7 мм). Основа із маловуглецевої сталі (типу сталь 10) залита свинцевистою бронзою товщиною 0,3…0,9 мм.

Затяжка нижньої головки шатуна здійснюється двома болтами 4 діаметром М16×1,5, які вкручені у тіло шатуна. Болти виконано із сталі 42CrMo4. Особливістю конструкції болта є обмідnення по всій поверхні, що дозволяє встановити його без спеціальних заходів стопоріння.

У поршневу головку шатуна запресовується монометалева втулка із олов'янистої бронзи твердістю НВ111. Змащення втулки здійснюється розбризкуванням крізь 2 отвори. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка.

*Шатун двигуна Лейланд L-60* (рис.3.71).

Шатун та кришка шатуна виконані із сталевої поковки. Матеріал фірми відповідає вітчизняній сталі 30ГМ (механічні властивості: $\sigma_S$ = =72 МПа; $\sigma_B$ = 85 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 91 МПа; $\delta$ = 17,6 %; $\psi$ = 64,5 %; $a_к$ = 16; НВ = 285). Усі зовнішні поверхні вказаних деталей, за виключенням площини розйому, не оброблені.

Кришка шатуна без ребер закріплена з шатуном двома болтами. Шатунний болт виконаний із сталі 38ХН3М, має центруючий поясок на різьбу 3/8″. Головка болта кругла, виконана ексцентрично відносно вісі болта.

У верхню головку шатуна запресована втулка з натягом 0,05 мм. Втулка виконана з біметалевої смуги (основа – сталь 10, антифрикційний шар – бронза БрОС8-12). Товщина штаби 2,4 мм, товщина антифрикційно-

го шару 0,7 мм. На внутрішній робочій поверхні втулки виконані сім спіральних канавок під кутом 19° до вісі втулки. Масло до канавок подається по каналу діаметром 6,5 мм у стрижні шатуна.

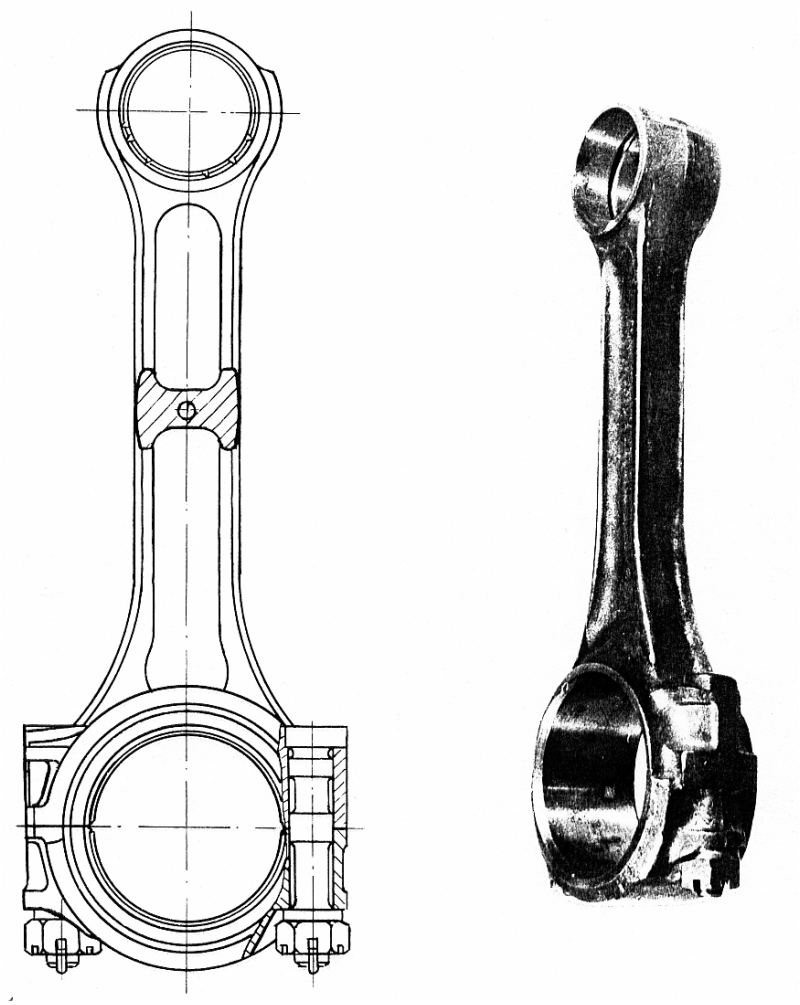


*Рисунок 3.71 – Шатун двигуна Лейланд L-60*

Вкладиші виконані із триметалевої штаби: сталь 15 – бронза БрОС5-25 – свинець та індій. Форма вкладиша забезпечена методом холодного штампування. Товщина його 1,78 мм, товщина антифрикційного шару 0,4 мм. Від осьового зміщення вкладиші стопоряться “вусами”.

Шатун двигуна має високу технологічність завдяки мінімальному обсягу механічної обробки: на шатуні і кришці оброблюються тільки головки, втулка й вкладиші, виготовлені із штаб на спеціалізованих підприємствах.

*Шатуни двигуна В84* (рис.3.72).

Шатунний механізм V–подібного двигуна В-84 (12ЧН15/16) складається з головного та причіпного шатунів. Головні шатуни розташовані у лівому блоці циліндрів, причіпні – у правому. Хід поршня з причіпним шатуном 2 на 6,7 мм більший, ніж хід поршня з головним шатуном 1. Кут установки провушини причіпного складає 57° з віссю головного шатуна (при куті розвалу циліндрів, що дорівнює 60°).

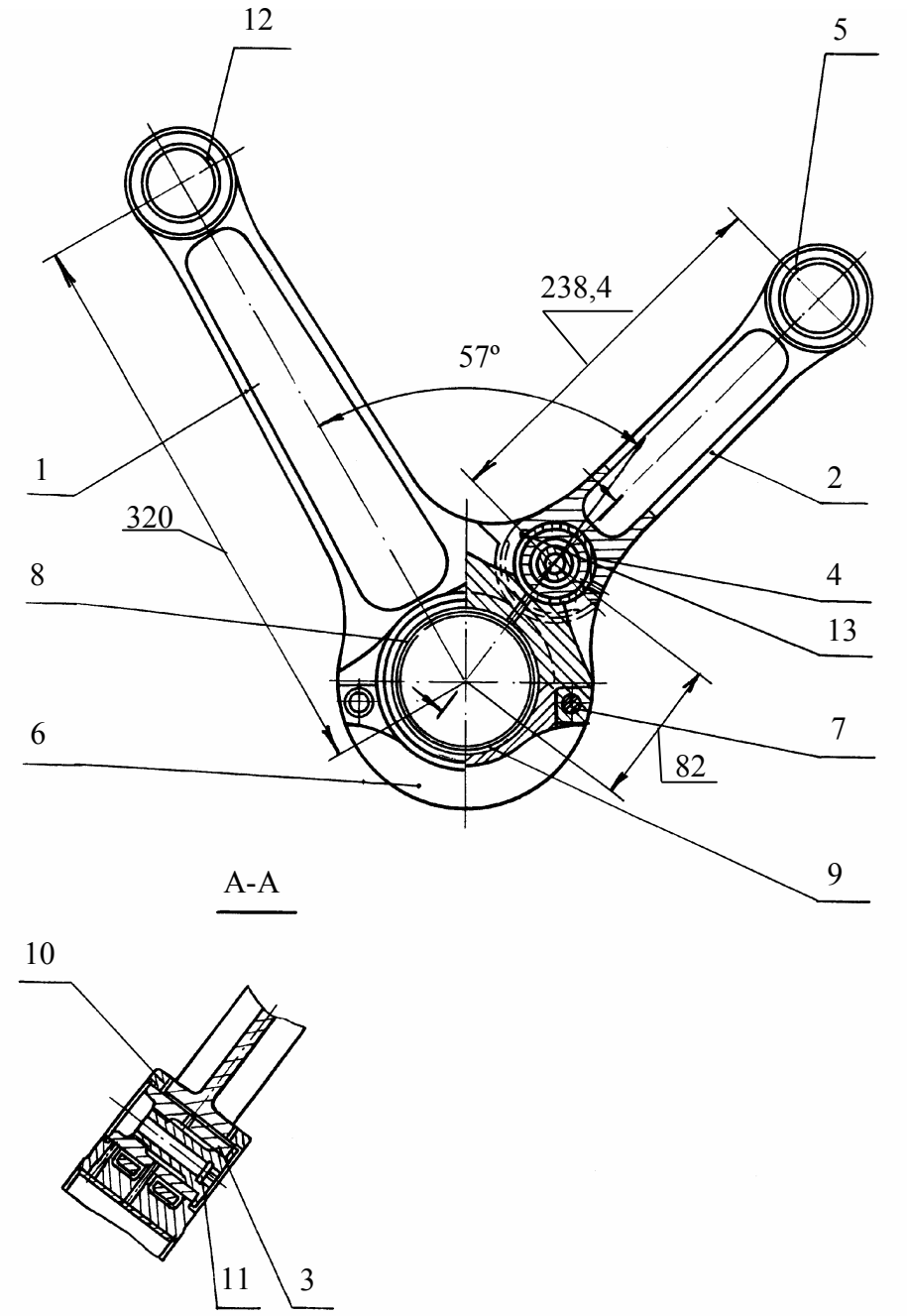



*Рисунок 3.72 – Шатунний механізм двигуна В-84*

Шатуни виготовлені штампуванням із хромонікель-молібденової сталі 18Х2Н4МА, оброблені з усіх боків і відполіровані. Стрижні шатунів– двотаврового перерізу. Стрижень головного шатуна – перемінний вздовж висоті перерізу, а причіпного – постійний.

У нижній частині стрижень головного шатуна переходить у нижню розйомну головку, яка має провушини 10 для кріплення причіпного шатуна.

Причіпний шатун кріпиться пальцем 3, який має у головному шатуні три опори. Палець – нерухомий, зафіксований штифтом 13. Нижня головка причіпного шатуна не розйомна, має напівкільцевий проріз. В обидві головки причіпного шатуна запресовані бронзові втулки 4, 5.

Палець причіпного шатуна сталевий. У пальці виконані отвори і запресована мідна втулка 11, що забезпечує подачу масла до поверхонь тертя.

У кривошипній головці шатуна є кришка, посилена чотирма ребрами. Кришка кріпиться до стрижня двома конічними штифтами 7. Штифти самогальмуються і не потребують спеціального фіксатора.

У розточку нижньої головки встановлені сталеві тонкостінні вкладиші 8, 9, які залиті шаром свинцевистої бронзи. Від осьового зміщення вкладиші стопоряться штифтами.

У верхню головку шатунів запресована бронзова втулка 12. Для змащення пари палець – втулка у верхній головці виконані п’ять маслоуловлюючих отворів.

Після механічної обробки шатуни складають єдиний комплект і заміна в ньому окремих деталей на дозволяється.

Комплект шатунів кожного двигуна підбирають за масою, яка викарбувана на кривошипній головці.

*Шатуни двигуна УДТ* (рис.3.73).

На V-подібному двигуні 6Ч15/15 застосовані шатуни центральні, один з яких – вильчатий, другий – внутрішній. Шатуни виконані методом штампування із сталі 18Х2Н4МА, що має твердість НВ 321…387. Шатуни остаточно оброблені і відполіровані.

Вильчатий шатун змонтовано на проставці й кришці шатуна. Кришка 6 зі стержнем внутрішнього шатуна 5 сполучена двома болтами М16×1 – 7.

Рознімання шатунів виконано прямими. У місцях рознімань розміщено шліци, які мають крок 5 мм та кут профілю 60°. Від осьового зміщення шатун відносно кришки утримується центрувальними поясками на болтах.

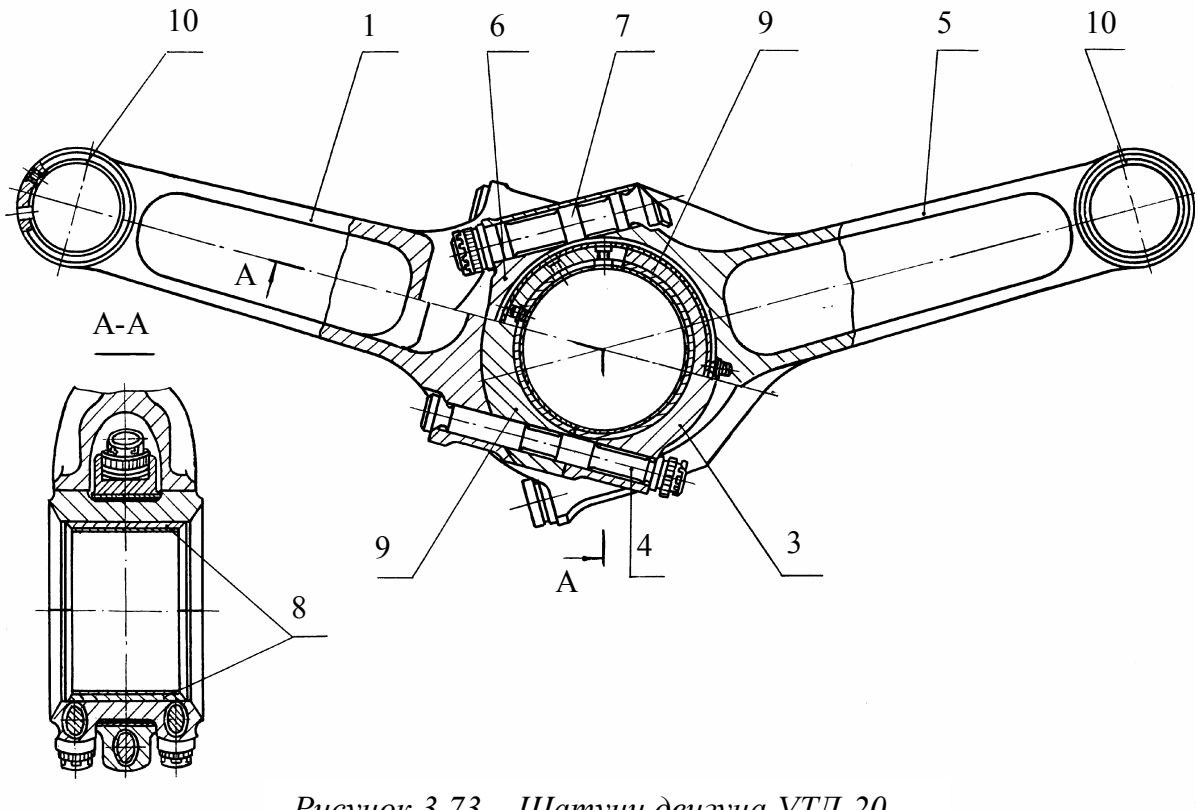



*Рисунок 3.73 – Шатуни двигуна УТД-20*

У нижніх головках шатунів встановлені тонкостінні сталеві вкладиші 8 та 9, залиті свинцевистою бронзою БрС-30. Вкладиші фіксуються від обертання “вусами”. Внутрішню поверхню вкладиша вкривають припрацювальним свинцевистим покриттям, зовнішня – мідниться.

У верхні головки шатунів запресовані бронзові втулки 10, які змащуються розбризкуванням крізь шість отворів у верхній головці.

### 3.3. Колінчастий вал

Колінчастий вал – це одна з найбільш відповідальних деталей двигуна, трудомісткість виготовлення якого складає 15…20 % від загальної трудомісткості. Міцність колінчастого вала визначає його придатність до ре-

монту, а також навантаження на блок циліндрів, зноси підшипників тощо.

Колінчастий вал навантажується періодичними силами тиску газів і мас, що рухаються поступально. Крім того, через нерівномірність крутного моменту в ньому з'являються пружні коливання (згинальні та скручувальні), які при наявності резонансу можуть бути причиною руйнування колінчастого вала. Виходячи з умов роботи колінчастого вала, до його конструкції ставлять підвищені вимоги:

- рівномірність чергування спалахів для сприятливого протікання кривої крутного моменту;
- відсутність чергування спалахів у двох поруч розташованих циліндрах для ліквідації перевантаження окремих опор у блоці;
- забезпечення повного власного динамічного зрівноваження для виключення передавання зусиль на блок;
- відсутність небезпечних резонансних згинальних та скручувальних коливань для розвантаження блока;
- сполучення якостей за міцністю, жорсткостю, зносостійкостю шийок;
- максимальне використання енергії відпрацьованих газів та найкраще наповнення циліндрів повітрям;
- можливість виготовлення вала методом штампування або відливання, малі деформації при термообробці.

Рівномірність чергування спалахів забезпечується відповідним розташуванням кривошипів вздовж кола. *Кут між двома сусідніми кривошипами називається кутом заклинки.* Цей кут визначається із залежностей:

→ для двотактних двигунів $\delta = 360/i$;

→ для чотиритактних двигунів $\delta = 720/i$,

де $i$ – кількість циліндрів двигуна.

На рис.3.74 наведено схеми колінчастих валів дво- та чотиритактних двигунів з порядком роботи 1–5–3–6–2–4.

На вказаних двигунах забезпечено рівномірне чергування спалахів. Однак на рис.3.74, а не забезпечено зрівноваження моментів відцентрових сил інерції першого порядку. З точки зору зрівноваження двотактного двигуна кращим є порядок роботи 1–5–3–4–2–6, в якому не врівноважені моменти сил другого порядку. Однак при такому чергуванні спалахів третій та четвертий циліндри працюють один за одним, що викликає перевантa-

ження опори 3–4. Тому така схема колінчастого вала розповсюдження не одержала.

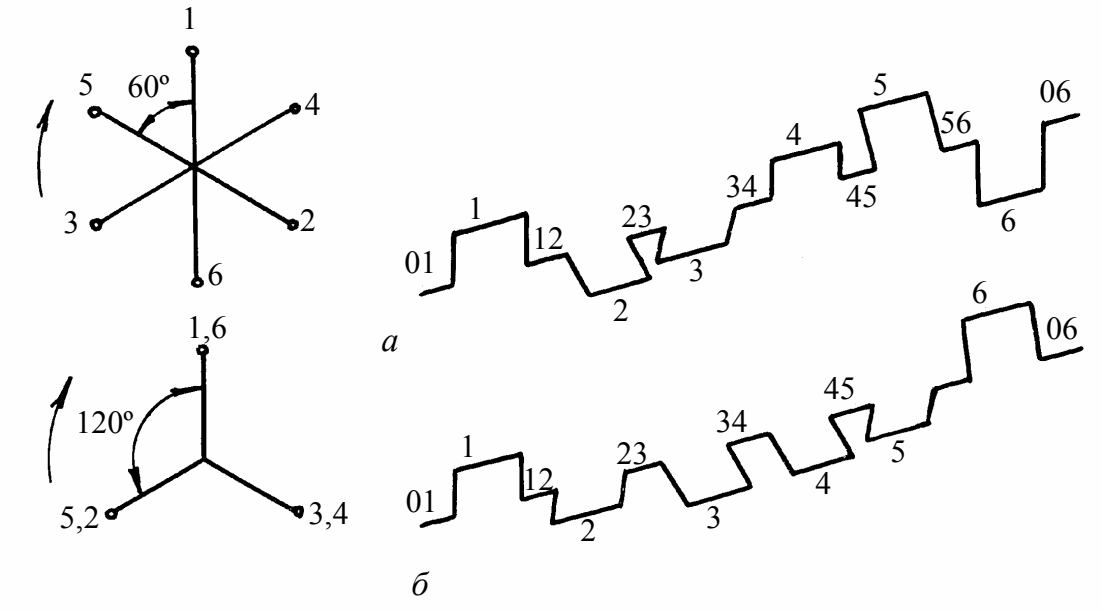



*Рисунок 3.74 – Схеми колінчатих валів:*
*а* – двотактного двигуна; *б* – чотиритактного двигуна

Порядок роботи двигуна 1–5–3–6–2–4 – найбільш вдалий у газодинамічному відношенні, тому що дозволяє організувати випуск газів до двох роздільних колекторів – з 4, 5 та 6-ма циліндрами. При цьому інтервали між випускними імпульсами у двотактному двигуні будуть чергуватися через кожні 120 град. повороту колінчастого вала.

Як бачимо з наведених даних, обираючи конструкцію колінчастого вала, необхідно вирішувати комплексну задачу, яка стосується питань організації робочого процесу і забезпечення міцності двигунів.

### 3.3.1. Конструктивні співвідношення елементів колінчастого вала

Колінчастий вал складається з корінних та шатунних шийок, щік, муфт відбору потужності. Габарити вала визначають крок між циліндрами, загальну довжину двигуна. Аналіз основних розмірів колінчастого вала свідчить, що при створенні двигунів відпрацьовані конкретні конструктив-

ні співвідношення між його елементами для кожного класу двигунів. Основні такі співвідношення для НТМ започатковані у табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Конструктивні співвідношення елементів колінчастого вала швидкохідних транспортних двигунів

| *Основні параметри* | *Відносні величини* |
|---|---|
| Відстань між циліндрами | (1,2…1,4)$D$ |
| Діаметр шатунної шийки | (0,6…0,8)$D$ |
| Діаметр корінної шийки | (0,65…0,85)$D$ |
| Товщина щоки | (0,25…0,30)$D$ |
| Радіус галтелі | (0,08…0,10)$D_{\text{шийки}}$ , але не менш 3 мм |

Враховуючи, що середні навантаження на корінні шийки вище, ніж на шатунні, діаметр корінних шийок завжди більше діаметра шатунних на 5…10 %.

Важливим елементом колінчастого вала є величина перекриття шийок $A$ (рис.3.75), яку визначає співвідношення:

$$A = \frac{d_{\text{ш.ш}}}{2} - \left( R - \frac{d_{\text{к.ш}}}{2} \right) = \frac{d_{\text{ш.ш}} + d_{\text{к.ш}}}{2} - R.$$

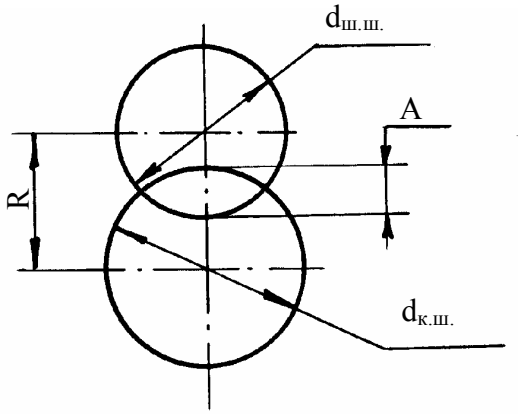



*Рисунок 3.75 – Ескіз елемента колінчастого вала*

Перекриття шийок суттєво впливає на утомлений опір згинанню й повинно бути не менше 10…15 мм.

### 3.3.2. Матеріал колінчастого вала

Для валів форсованих двигунів застосовують леговані сталі електрошлакового переплаву 18Х2Н4ВА-ІІІ, 18Х2Н4МА-ІІІ, 40ХН-ІІІ.

Вихідний профіль вала формується за допомогою гарячого штампування, яке забезпечує напрямок волокон металу вздовж конфігурації колінчастого вала (рис.3.76), що підвищує його міцність від утоми.

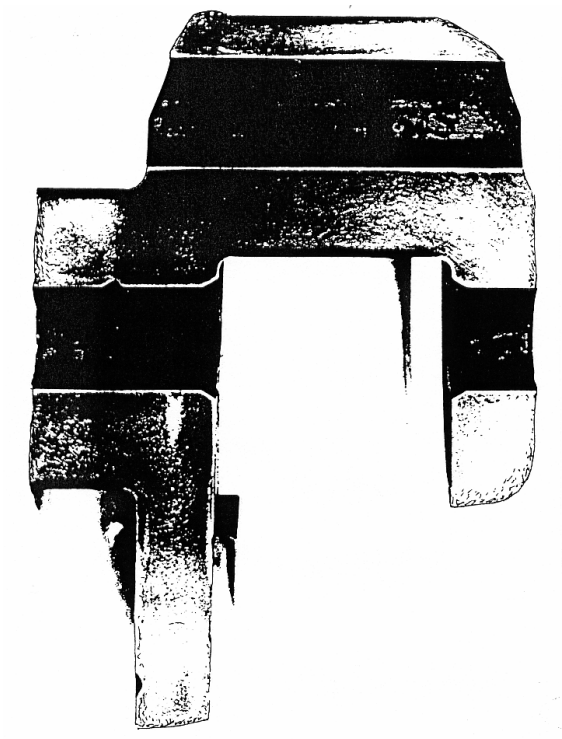


*Рисунок 3.76 – Розташування волокон металу у колінчастому вал, заготовка якого виготовлена методом гарячого деформування у закритих штампах*

Колінчасті вали двигунів з низьким рівнем літрової потужності виготовляють із легованих високоміцних чавунів методом лиття. Чавунні колінчасті вали мають меншу міцність, але внаслідок більшого гістерезису матеріалу краще чинять опір крутильним коливанням. Заготовки за своєю формою і розмірами наближаються до готового вала, тому суттєво знижуються його вага та вартість.

Колінчасті вали термічно обробляються на різних стадіях: нормалізація в заготовці, стабілізація після знімання і основного матеріалу, закалювання. Вали високофорсованих двигунів після остаточної обробки азотують, що є ефективним засобом підвищення міцності від утоми та зносостійкості шийок колінчастого вала.

Корінні й шатунні шийки чавунних колінчастих валів загартовуються токами високої частоти (ТВЧ). У цьому випадку забезпечується висока поверхнева твердість шийок, але створюється перехідна зона між загартованим і відпущеним металами, що знижує міцність від утоми вала.

За комплексом вимог, що ставляться до матеріалів для колінчастих валів, леговані сталі краще за високоміцні чавуни.

### 3.3.3. Вибір кількості та типу корінних опор колінчастого вала

Вали двигунів НТМ виконуються тільки за повноопорною схемою, тобто кількість корінних опор перевищує на одиницю кількість колін (з кривошипами).

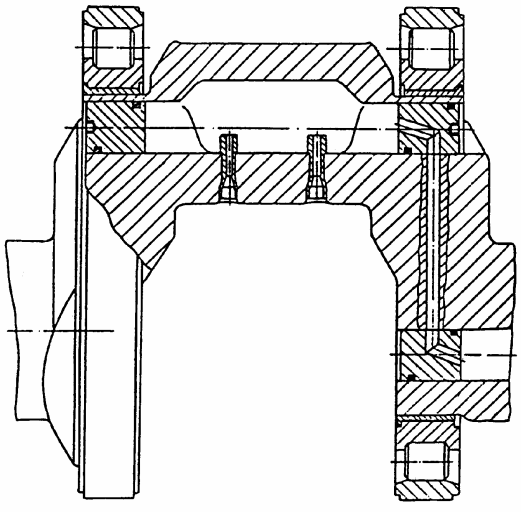


*Рисунок 3.77 – Схема колінчастого вала з підшипником катання двигуна 12ЧН15/16*

Колінчастий вал встановлюється на підшипниках ковзання або катання. В останньому випадку опорою вала служить щока, що дозволяє суттєво зменшити довжину вала. Звичайно така конструкція застосовується при шатунах, поруч розташованих на шатунній шийці. Конструкція колінчастого вала такого типу для двигуна 12ЧН15/16 показана на рис. 3.77.

Існують два конструктивні варіанти виконання підшипників катання – без внутрішньої обойми або з нею. Перший варіант кращий за точністю виконання й ремонтоздатністю.

### 3.3.4. Конструкції елементів коліна

*Корінні та шатунні шийки* виготовляються з високою точністю: допуск на діаметр не перевищує 0,03 мм, похибка геометрії 0,02 мм, чистота поверхні не нижче $^{0,16}\sqrt{}$. Крім того, суворі вимоги ставляться до прямолінійності опор, биття шийок, яке на довжині вала не повинно перевищувати 0,03 мм.

Корінні та шатунні шийки виконуються порожніми для зниження маси коліна, організації очищення масла й зниження напруг у місцях переходу шийки у щоку. Діаметр свердлення звичайно складає $(0{,}40\ldots0{,}70)\cdot d_{\text{ш}}$. У шатунних шийках вісь свердлення зміщується відносно вісі шийки. Екс-

центриситет *е* (рис.3.78) сприяє зменшенню напруг згинання і підвищенню міцності від утоми.

На величину міцності від утоми вала суттєво впливає чистота поверхні свердлень, яка повинна бути не нижче $^{2,5}\sqrt{}$.

Щоки колінчастих валів мають різноманітні форми: прямокутні, круглі, овальні. У швидкохідних двигунах найбільше розповсюдження отримали дві останні. Овальна форма щік найбільш раціональна з точки зору міцності, розподілу мас металу, а її технологічність нижче, ніж у круглої щоки.

Форма щоки повинна забезпечувати такий розподіл мас, аби максимально розвантажити корінні шийки стосовно діяння сил інерції кривошипа. З цією метою (рис.3.79) на щоках роблять скоси у зонах шатунної та корінної шийок.

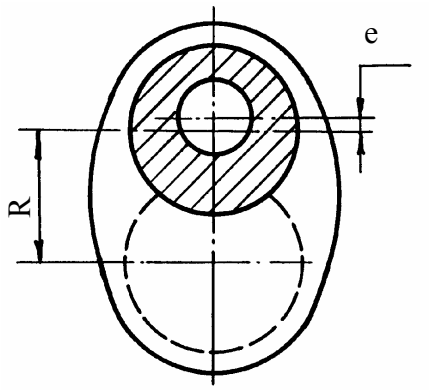



*Рисунок 3.78 – Схема шатунної шийки*

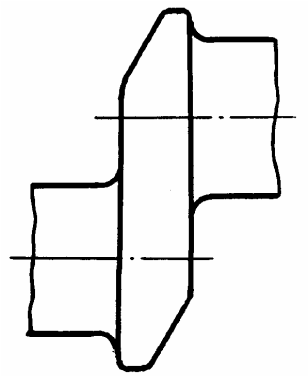


*Рисунок 3.79 – Форма щоки*

У швидкохідних двигунах щоки виконуються разом із *противагами*, які служать для розвантаження корінних опор та урівноваження сил і моментів сил інерції частин, що обертаються. Вибір оптимального розподілення мас щоки з противагами виконують на етапі динамічного розрахунку.

Корінні та шатунні шийки пов’язані із щоками плавними переходами, що звуться *галтелями*. У конструкціях колінчастих валів сучасних швидкохідних транспортних двигунів радіус галтелі $r = (0{,}08\ldots0{,}10)\cdot d_{ш}$ . Звичайно руйнування колінчастих валів починається від місця сполучення шийки із щокою, тобто по галтелі. Тому збільшення радіуса галтелі сприяє

підвищенню міцності від утоми вала, але зменшує довжину робочої поверхні під вкладиш. Компромісне конструктивне рішення даної проблеми досягається виконанням еліптичної галтелі (рис.3.80), що дозволяє суттєво збільшити радіус переходу при зберігання робочої поверхні під вкладиш. Вказану форму галтелі одержують у процесі шліфування за рахунок заточки шліфувального круга. У подальшому вона полірується з отриманням чистоти обробки не нижче $^{0,32}\sqrt{}$.

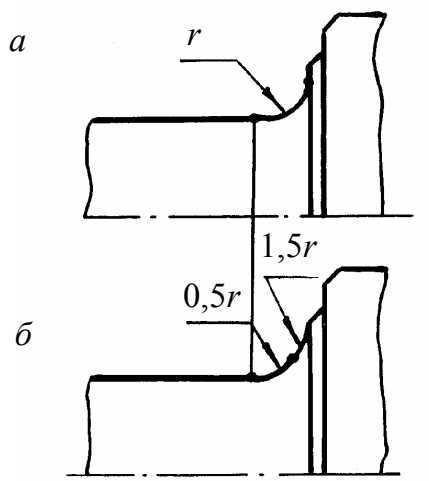



*Рисунок 3.80 – Види галтелей:*
*а* – кругла; *б* – еліптична

Враховуючи, що колінчастий вал і блок циліндрів виготовляють з різних матеріалів, у процесі прогріву двигуна вони повинні мати можливість відносного взаємного переміщення. З цією метою вал фіксують відносно блока по крайньому (або середньому) підшипнику, а інші шийки мають свободу для переміщення. Підшипник, по якому здійснюється центрування вала відносно блока, називається упорним. Звичайно, величина осьового зазору в упорному підшипнику складає 0,12…0.20 мм. Для виключення натирань на торцях упорних підшипників необхідно передбачувати збіг напряму обертання вала при обробці й при роботі.

Крім вирішення питань міцності конструкція колінчастого вала має забезпечувати найбільш сприятливі умови змащення корінних та шатунних підшипників.

Змащення корінних підшипників здійснюється за двома схемами: з осьовим або індивідуальним підведенням масла.

При *осьовому підведенні* масло подається у крайню опору вала з однієї або з двох сторін. У такому разі масло циркулює по валу, послідовно поступаючи у корінні і шатунні шийки. Для заповнення вала потрібний визначений термін. Наявність масла в опорах контролюється манометром на опорі, що протилежна місцю підведення масла. Дана схема має мінімальні габарити, але для компенсації втрат тиску масла по довжині вала потрібно збільшувати тиск у масляній системі.

При *індивідуальному підведенні* масло подається до кожної корінної опори від загального колектора, що гарантує ідентичність умов змащення всіх корінних підшипників. У даному конструктивному виконанні необхідна організація маслопідвідних каналів у корінних підшипниках, самому валі, що ускладнює конструкцію. З такої причини на швидкохідних транспортних двигунах перевагу віддають першій схемі.

Умови роботи корінних і шатунних підшипників визначаються підведенням змащення. Місце його залежить від характеру діючих сил у парі вал – підшипник: свердлення для підведення масла повинно здійснюватись у зоні мінімальних навантажень. На рис.3.81 показано типову діаграму зносу шатунної шийки і місце маслопідведення у зоні, де тиск у шарі масла є найменшим.

Дана умова розташування маслопідведення цілком прийнятна і для корінних шийок. Але для шатунних шийок потрібно виконання ще двох умов: забезпечення мінімального впливу на зниження міцності від утоми й запирання стовпа масла у шатуні під дією сил інерції. Остання умова повинна враховувати розташування масляних каналів у вкладишах. При відсутності можливості зміщення свердлення у більш сприятливу зону при подачі масла до верхньої головки шатуна встановлюють запірні, зворотні клапани на вході у канал шатуна.

Масло, що надходить у колінчастий вал, попередньо проходить очищення у фільтрах, а перед подачею до корінних і шатунних підшипників – у порожнистих шийках вала. За рахунок діяння сил інерції частки коксу та

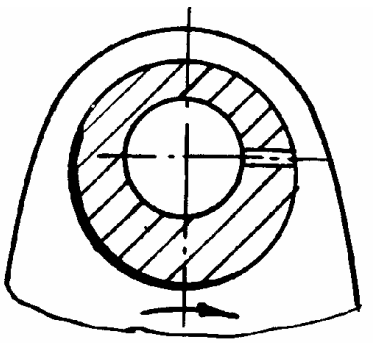


*Рисунок 3.81 – Діаграма зносу шатунної шийки*

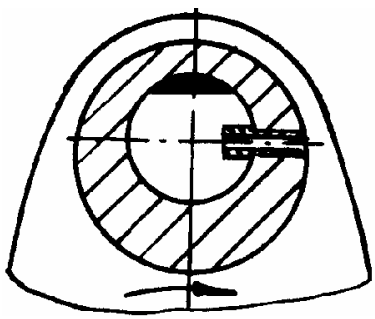


*Рисунок 3.82 – Додаткове очищення масла у шатунній шийці*

бруду відкладаються на стінках, протилежних осі обертання (рис.3.82), а відбирання масла роблять у зоні, вільній від відкладень за допомогою жиклерів, що виходять у внутрішню порожнину. Така схема подавання масла

дозволяє регулювати маслоподачу по довжині вала шляхом встановлення жиклерів перемінного діаметра.

*Відбір потужності* від колінчастого вала для основних споживачів та приводу допоміжних агрегатів здійснюється за допомогою шестірень, ресор, муфт.

Відбір потужності для приводу основних споживачів потребує установки муфт відбору потужності без зазорів у зчленуванні, що досягається їх штифтуванням або встановленням на лисках (рис.3.83). Аналогічно встановлюються шестірні привода до розподільчого вала.

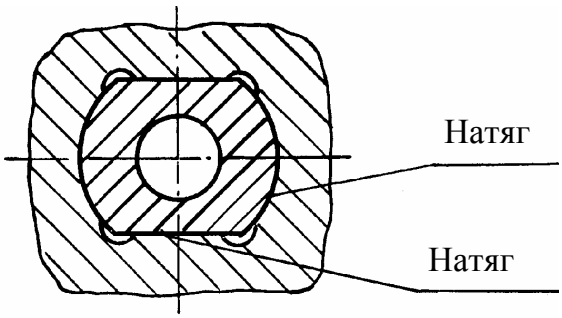



*Рисунок 3.83 – Установка шестірні на лисках*

Кінці колінчастого вала мають ущільнення кільцевого або манжетного типів.

Остаточно оброблені колінчасті вали підлягають статичному або динамічному балансуванню. Величина дисбалансу для двигунів НТМ не повинна перевищувати 50 г·см.

### 3.3.5. Розрахунок колінчастого вала

Розрахунок на міцність колінчастого вала носить наближений характер, оскільки не враховуються: деформації блоку циліндрів (податливість корінних опор, перш за все), несоосність опор, вплив остаточних напруг, знос підшипників при експлуатації двигуна.

При розрахунку вал розглядають як розрізну двоопорну балку.

Існують два методи розрахунку – *статичний* та *утомний*. Статичний метод розрахунку застосовують для валів потужних малообертових двигунів, утомний – для швидкохідних двигунів. Порівняння валів здійснюють оцінкою отриманих запасів міцності та таких, що допускаються й підтверджуються результатами тривалої експлуатації. Треба врахувати, що подібна оцінка можлива тільки при адекватному розрахунку двигуна і прототипу.

*Вибір розрахункового положення вала.* Враховуючи, що діючі сили й моменти – перемінні за кутом обертання колінчастого вала, попередньо знаходять мінімальне й максимальне сполучення сил і моментів, а потім

визначають їх максимальну амплітуду. Положення вала, що відповідає максимальній амплітуді напруг, визначається як розрахункове.

*Розрахунок корінної шийки.* Корінні шийки розраховують тільки на скручування. Для вибору розрахункового положення визначають мінімальні та максимальні моменти на кожній опорі. Максимальні і мінімальні напруги скручування визначають за формулами:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{к.ш}}}; \qquad \tau_{\min} = \frac{M_{\min}}{W_{\text{к.ш}}}, \tag{3.55}$$

де $W_{\text{к.ш}} = 0{,}2 \cdot d_{\text{к.ш}_{\text{зовн}}} \left[1 - \left(d_{\text{к.ш}_{\text{вн}}} / d_{\text{к.ш}_{\text{зовн}}}\right)^4\right]$ – полярний момент опору порожнистої корінної шийки.

За отриманими значеннями $\tau_{\max}$ і $\tau_{\min}$ знаходять:

- амплітуду циклу

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

- середнє значення напруги

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2};$$

- запас міцності

$$n = \tau_{-1}\left(\frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a + \alpha_\tau \tau_m\right), \tag{3.56}$$

де $\tau_{-1}$ – межа утоми матеріалу на кручення при симетричному циклі навантаження; для легованої сталі типу 18Х2Н4МА $\tau_{-1}$ = 300 МПа; $\kappa_\tau$ = =1,8…2,0 – ефективний коефіцієнт концентрації напруг при крученні; $\varepsilon_\tau$ = 0,7…0,8 – коефіцієнт, що враховує зниження межі утоми залежно від геометричних розмірів деталі; $\alpha_\tau$ = 0,1 – коефіцієнт, що залежить від найбільшої амплітуди.

При обраних значеннях коефіцієнтів

$$n = \tau_{-1}(2{,}5\tau_a + 0{,}1\tau_m). \tag{3.57}$$

Запаси потужності у швидкохідних двигунів, які визначено за формулою (3.57), повинні бути не меншими 3.

*Розрахунок шатунної шийки.*

Шатунні шийки колінчастого вала сприймають крутний момент та згинаються у площині коліна та в перпендикулярній площині.

Момент, що скручує *i*-ту шатунну шийку (рис.3.84),

$$M_{\text{кр}.i-1} - R_{\text{т}_{i-1}} = M_{\text{кр}.i},$$

де $R_{\text{т}_{i-1}}$ – реакція від тангенціальних сил, які діють на опорі з боку моменту, що набігає.

Для кожної шатунної шийки визначають максимальні та мінімальні значення крутного моменту, і місце дії максимальної амплітуди моментів беруть за розрахункове. Для обраних значень моментів, аналогічно залежностям (3.56) та (3.57), визначаємо запас міцності від дії крутного моменту

$$n_\tau = \tau_{-1}\,(2{,}5\tau_a + 0{,}1\tau_m). \qquad (3.58)$$

На шатунні шийки одночасно діють згинальні моменти, які за часом не збігаються із максимальною амплітудою крутного моменту. Тому при розрахунках може статися, що шийки, навантажені максимальною амплітудою крутного моменту, не збігаються із шийками, навантаженими максимальною амплітудою згинального моменту. У такому разі розрахунок виконується для двох шийок.

Схема сил, що діють у площині кривошипу, показана на рис.3.84, де

$$Z = Z_{\text{г}} - P_{\text{ш}} - P_{\text{ш.ш}};$$

тут $Z_{\text{г}}$ – сила, що діє у площині кривошипу від сил газів і сил інерції мас, які рухаються поступально; $P_{\text{ш}}$ – відцентрова сила інерції маси шатуна, що обертається, та яка віднесена до кривошипа; $P_{\text{ш.ш.}}$ – відцентрова сила інерції шатунної шийки; $Z_{i-1}$=$Z_{i+1}$ – реакції на опорах; $Z_{i-1} = \frac{1}{2}\left(Z + 2P_{\text{пр}} - 2P_{\text{щ}}\right)$– при симетричному валі; $P_{\text{пр}}$ та $P_{\text{щ}}$ – сили інерції противаг й щоки, відповідно.

Момент, що згинає шатунну шийку у площині кривошипа,

$$M_z = \frac{Z_{i-1}L}{2} + P_{\text{щ}}\,L_1 - P_{\text{пр}}\,L_2. \qquad (3.59)$$

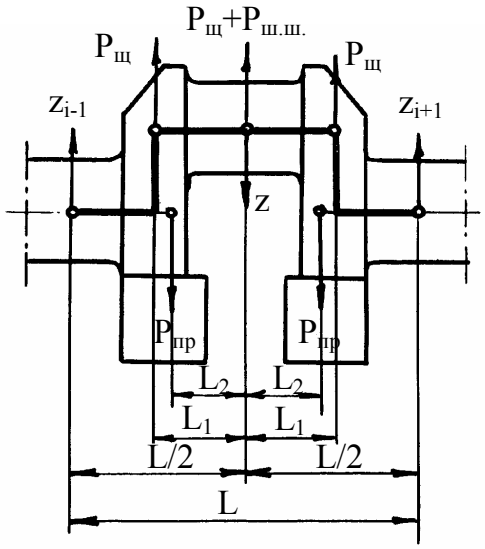



*Рисунок 3.84 – Схема навантаження коліна*

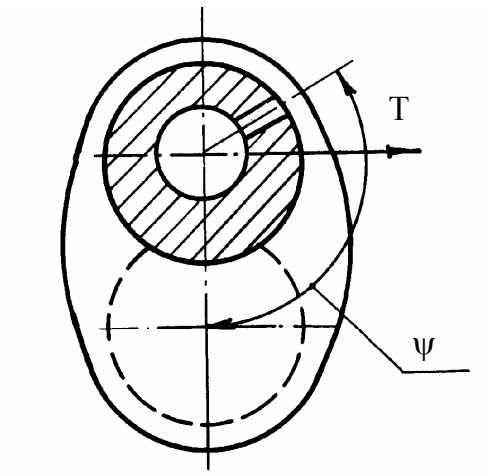



*Рисунок 3.85 – Схема визначення згинального моменту у площині отвору для підведення змащення*

Момент, що згинає шатунну шийку у площині, перпендикулярній кривошипу,

$$M_{\text{т}} = \frac{T_{i-1}\, L}{2} = \frac{1}{4} \cdot T\, L\,. \tag{3.60}$$

Сумарний розрахунковий згинальний момент

$$M_{\text{згин}} = \sqrt{M_z^2 + M_{\text{т}}^2}\,. \tag{3.61}$$

Запас міцності шатунних шийок визначають у місцях найбільшої концентрації напруг, тобто біля країв отвору для змащення:

$$M_\psi = M_z \cdot \cos\psi + M_{\text{т}} \cdot \sin\psi,$$

де $\psi$ – кут між осями кривошипу та отвору для змащення (рис.3.85).

Для визначення максимальних і мінімальних значень моментів $M_\psi$ складають табл.3.7 за наведеною формою.

Таблиця 3.7 – Визначення амплітуди згинальних моментів для шатунної шийки

| $\alpha$ | $Z$ | $T$ | $M_z$ | $M_z \cdot \cos\psi$ | $M_m$ | $M_{\text{т}} \cdot \sin\psi$ | $M_\psi$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | |

При розташуванні отвору для підведення змащення у площині коліна ($\psi = 180°$) маємо: $M_{\psi=180\ \text{град}} = -M_z$, а в перпендикулярній площині ($\psi = 90°$) – $M_{\psi=90\ \text{град}} = -M_\text{т}$.

Визначивши $M_{\psi\max}$ та $M_{\psi\min}$, знаходимо:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\psi\max}}{W_{\text{згин}_{\text{ш.ш}}}}; \qquad \sigma_{\min} = \frac{M_{\psi\min}}{W_{\text{згин}_{\text{ш.ш}}}}, \tag{3.62}$$

де $W_{\text{згин}_{\text{ш.ш}}} = \frac{\pi}{2} \cdot d^3_{\text{ш.ш}} \left[1 - \left(d_{\text{ш.ш}_{\text{вн}}} / d_{\text{ш.ш}_{\text{зовн}}}\right)^4\right]$ – момент опору згинання шатунної шийки.

У подальшому визначають:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2},$$

де $\sigma_m$, $\sigma_a$ – середнє та амплітудне значення напруг відповідно.

Тоді запас міцності

$$n_\sigma = \sigma_{-1}\left(\frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m\right), \tag{3.63}$$

де $\sigma_{-1}$ = 500…600 МПа – межа утоми на згинання для легованої сталі;

$\kappa_\sigma$ = 1,9…2,0; $\varepsilon_\sigma$ = 0,7…0,8; $\alpha_\sigma$ = 0,1 – аналогічні коефіцієнтам $\kappa_\tau$, $\varepsilon_\tau$, $\alpha_\tau$.

При обраних значеннях коефіцієнтів

$$n_\sigma = \sigma_{-1}(2{,}5\sigma_a + 0{,}1\sigma_m). \tag{3.64}$$

Загальний запас потужності шатунної шийки

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \tag{3.65}$$

Для шатунних шийок загальний запас міцності $n$ повинен бути не нижчим 1,5.

*Розрахунки щок.* Найбільш напруженим місцем у щоці є переріз, що проходить крізь перетин зовнішніх діаметрів корінних та шатунних шийок (рис.3.86).

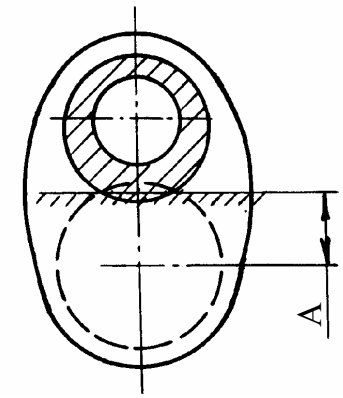



*Рисунок 3.86 – Розрахунковий переріз щоки*

У цьому перерізі (рис.3.87) діють

- згинальний момент у площині кривошипу

$$M_z = Z_{i-1}\left(\frac{L}{2} - L_1\right) + P_{\text{пр.}}\left(L_1 - L_2\right);$$

- згинальний момент у площині, перпендикулярній площині кривошипу,

$$M_{\text{т}} = M_{i-1} - T_{i-1} \cdot A,$$

де $A$ – відстань від осі корінної шийки до розрахункового перерізу (рис.3.86);

- скручувальний момент

$$M_{\text{кр}} = T_{i-1}\left(\frac{L}{2} - L_1\right);$$

- стискувальна сила

$$Z_{\text{стис}} = Z_{i-1} - P_{\text{пр}}\ .$$

Схему діючих сил і моментів у розрахунковому перерізі наведено на рис.3.87, а порядок підсумовування напруг наведено у табл.3.8.

Найбільші нормальні напруги виникають в одній із кутових точок (точка с):

$$\sigma_z = 6 \cdot \frac{M_z}{b \cdot h^2} + 6 \cdot \frac{M_{\text{т}}}{b \cdot h^2} + \frac{Z_{\text{стис.}}}{b \cdot h}. \qquad (3.66)$$

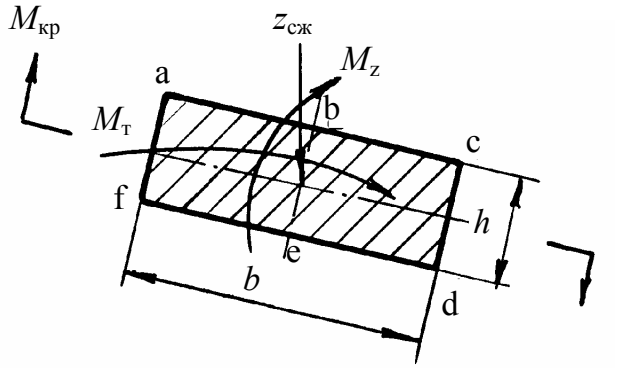



*Рисунок 3.87 – Сили і моменти, що діють у розрахунковому перерізі щоки*

Таблиця 3.8 – Порядок підсумовування напруг

| Точка | $M_z$ | $M_{\text{т}}$ | $Z_{\text{сж.}}$ |
|---|---|---|---|
| a | – | + | – |
| b | – | 0 | – |
| c | – | – | – |
| d | + | – | – |
| e | + | 0 | – |
| f | + | + | – |

Із залежності (3.66) визначаємо максимальну $\sigma_{z_{\max}}$ та мінімальну $\sigma_{z_{\min}}$ напруги.

Знаходимо середнє значення напруги і амплітуду циклу навантаження, потім визначаємо запас міцності $n_\sigma$ щоки за нормальними напругами – формула (3.64).

Напруги скручування у щоці

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{\beta \cdot b \cdot h^2}, \qquad (3.67)$$

де β – коефіцієнт, що залежить від форми щоки. Наводимо значення β для різних співвідношень між боками щоки:

| *b/h* | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| β | 0,21 | 0,25 | 0,27 | 0,28 | 0,29 | 0,31 |

Визначивши максимальні і мінімальні тангенціальні напруги, амплітуду й середнє значення напруг, знаходимо із залежності (3.58) запас міцності $n_\tau$.

Загальний запас потужності у щоці

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Допустимий запас міцності у щоці не повинен бути меншим 1,5.

### 3.3.6. Методи підвищення міцності від утоми колінчастого вала

Міцність від утоми елементів колінчастого вала підвищують конструктивними й технологічними заходами.

До найбільш ефективних *конструктивних заходів* слід віднести:

- збільшення радіуса галтелі сполучення щока–шийка, що сприяє зменшенню концентрації напруг; однак при цьому скорочується робоча довжина шийки, що збільшує питомий тиск на вкладиш. Тому доцільно галтель формувати кількома радіусами: більший з них треба робити біля щоки, де діють максимальні напруги;
- збільшення перекриття шийок; з підвищенням перекриття зростає жорсткість усього колінчастого вала й знижуються в ньому напруги: при відносному перекритті $\Delta / d_{\text{ш}} = 0{,}1$ ці напруги у порівнянні з нульовим пе-

рекриттям зменшуються на 3,5 %, при $\Delta/d_{ш}$ = 0,2 – на 30 %, а при $\Delta/d_{ш}$ = 0,3 навіть на 70 %;

- ексцентричне розташування полегшувального отвору в шатунній шийці, що додатково збільшує площу перерізу у місці переходу шийки у щоку і тому підвищує міцність від утоми;
- використання бочкоподібної форми полегшувального отвору в шатунній шийці, що додатково розширює площу перерізу в місці переходу шийки у щоку та збільшує міцність від утоми до 30 %;
- збільшення радіуса переходу у місці виходу отвору для підведення масла до шийки.

В єдиному комплексі разом з конструктивними заходами повинні реалізовуватися й *технологічні заходи*, що визначають як рівень, так і стабільність показників надійності. До важливих технологічних заходів підвищення міцності від утоми треба віднести:

- вибір матеріалу колінчастого вала; мова йде про використання сталей електрошлакового переплаву, що мають мінімальну забрудненість неметалевими включеннями;
- спосіб одержання заготовки; колінчасті вали високофорсованих двигунів виготовляються штампуванням з мінімальними припусками під механічну обробку з напрямом волокон, що відповідає зовнішньому контуру коліна; для зняття внутрішніх напруг колінчастий вал неодноразово відпускають;
- забезпечення потрібної чистоти оброблених поверхонь; як правило, колінчасті вали проходять остаточну обробку з наступним поліруванням; при цьому чистота поверхонь тертя й галтелей повинна бути не нижчою, ніж $\sqrt{}^{0,32}$; інших – не менше $\sqrt{}^{2,5}$;
- створення стискувальних напружень у місцях найбільшої концентрації напруг шляхом хіміко-термічної обробки (азотування, цементація), наклепу поверхні (обробка роликом, обдування дробом);
- хіміко-термічні методи обробки повинні бути заключними, оскільки при шліфовці, наприклад азотованої чи цементованої поверхонь можуть виникати припікання, що призводять до появи мікроскопічних тріщин; у цьому випадку міцність від утоми вала різко знижується.

### 3.3.7. Маховики

Крутний момент двигуна нерівномірний за кутом обертання колінчастого вала і залежить від тактності, кількості й розташування циліндрів. На рис.3.88 показані криві протікання крутного моменту чотирьохциліндрового чотиритактного двигуна й моменту опору.

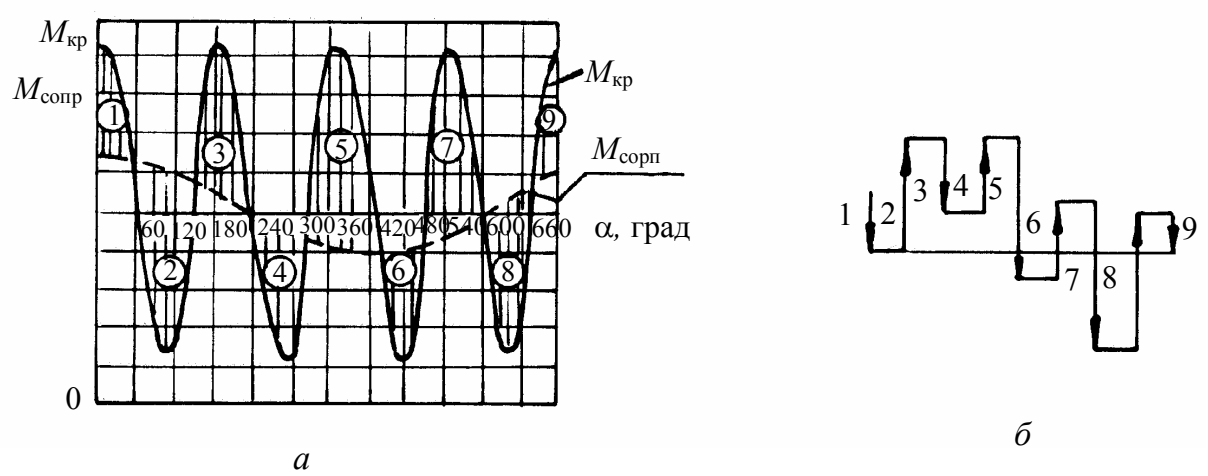



*Рисунок 3.88 – Схема для визначення кінетичної енергії маховика:*
*а* – моменти – крутний та сил опору за кутом обертання колінчастого вала;
*б* – векторна діаграма площин

У періоди 1, 3, 5, 7, 9 (рис.3.88, б) крутний момент двигуна більший за момент опору, а у періоди 2, 4, 6, 8 – менше його. При наявності маховика на колінчастому валі за перший період має місце акумулювання енергії, а за другий – віддача частини енергії (що акумулювалася) колінчастому валу. Таким чином, маховик служить для акумулювання надлишкової енергії у періоди, коли $M_{кр} > M_{опор}$ та віддачі накопиченої енергії у періоди, коли $M_{кр} < M_{опор}$ . Це дозволяє зменшити нерівномірність обертання колінчастого вала, що є важливою характеристикою транспортного двигуна, в тому числі для НТМ.

Форма й розміри маховика обумовлюються допустимим ступенем нерівномірності обертання колінчастого вала:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{сер}},$$

де $\omega_{max}$ , $\omega_{min}$ , $\omega_{сер}$ – максимальне, мінімальне та середнє значення кутової швидкості; $\omega_{сер} = 0{,}5\cdot(\omega_{max} + \omega_{min})$.

Зміна кінетичної енергії рухомих мас деталей двигуна та споживача:

$$A = J \cdot \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} = J \cdot \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \cdot \omega_{сер} \cdot \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{сер}} = J \cdot \omega_{сер}^2 \cdot \delta, \quad (3.68)$$

де $J$ – приведений до колінчастого вала момент інерції рухомих мас двигуна та споживача.

Момент інерції маховика (максимальний)

$$J_{max} = J \cdot \left(J_{ДВЗ} + J_{спож} + J_{прив}\right) = \frac{A}{\omega_{сер}^2 \cdot \delta} - \left(J_{ДВЗ} + J_{спож} + J_{прив}\right).$$

де $J_{ДВЗ}$, $J_{спож}$, $J_{прив}$ – приведені до колінчастого вала, відповідно, моменти інерції двигуна, споживача потужності та пристроїв, що поєднують колінчастий вал із споживачем.

Рівень ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала залежить від споживача:

- електрогенератори
  - перемінного току $\delta = 1/150 \dots 1/300$;
  - постійного току $\delta = 1/100 \dots 1/200$;
- насоси, компресори $\delta = 1/25 \dots 1/50$;
- суднові двигуни, які обслуговують гвинт, $\delta = 1/20 \dots 1/40$;
- транспортні двигуни, в тому числі для НТМ, $\delta = 1/30 \dots 1/100$.

Значення кінетичної енергії $A$ у формулі (3.68) визначають шляхом алгебраїчного складання площин; це зручно робити за допомогою векторів площ (рис.3.88, б).

Момент інерції маховика з достатньою точністю визначається рівнянням :

$$J_{max} = \frac{G_0 D_0^2}{4},$$

де $G_0$ – вага маховика, віднесена до центру ваги ободу; $D_0$ – діаметр округи центрів ваги.

Тоді

$$G_0 D_0^2 = 4 \cdot \left[ \frac{A}{\omega_{\text{сер}}^2 \, \delta} - \left( J_{\text{ДВЗ}} + J_{\text{спож}} + J_{\text{прив}} \right) \right].$$

Величина $G_0 D_0^2$, що є величиною махового моменту, визначає розміри маховика. Момент інерції маховика залежить від тактності двигуна, кількості циліндрів. Орієнтовні значення $G_0 D_0^2$ у відсотках від цієї величини для одноциліндрового двигуна наведено нижче:

| *Двигун* | Кількість циліндрів | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 12 |
| Чотиритактний | 100 | 80 | 44 | 22 | 11 | 4 |
| Двотактний | 41 | 37 | 29 | 6 | – | – |

Іноді маховик транспортних двигунів розраховують на рушіння з місця і розгін екіпажа, вважаючи, що рушіння з місця відбудеться тільки завдяки кінетичної енергії маховика. Даний розрахунок не відповідає дійсному процесу розгону екіпажа, який здійснюється, в основному, за рахунок енергії палива.

Зовнішній діаметр маховика обирають із конструкційних міркувань з урахуванням габаритів силової установки. При цьому допустимі колові швидкості не повинні перевищувати такі рівні для маховиків, м/с:

чавунних 70;
сталевих литих 100;
сталевих штампованих 120.

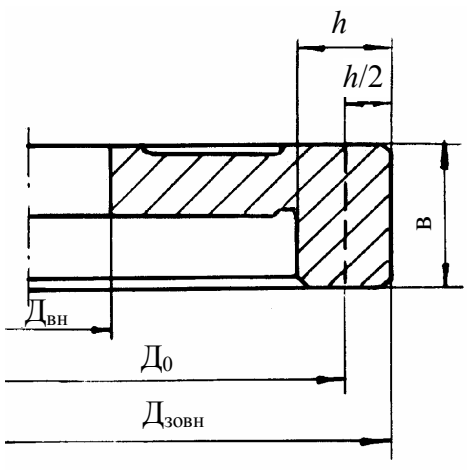



*Рисунок 3.89 – Схема маховика*

У маховику найбільшу небезпеку несуть напруги розтягування у тангенціальному напрямку, що виникають на поверхні посадочного отвору (рис.3.89), МПа:

$$\sigma = \frac{\rho \cdot \omega_{\max}^2}{16} \left[ D_{\text{зовн}}^2 (3 + \mu) - D_{\text{вн}}^2 (1 - \mu) \right], \qquad (3.69)$$

Допустимі напруги для маховиків, МПа:

чавунних 100;

сталевих 200.

Маховики двигунів масового виробництва періодично перевіряються на розривання при критичних частотах обертання ($n_{крит} = (1{,}8…2{,}0)\cdot n_{ном}$ ; тут $n_{ном}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна.

Орієнтовне значення діаметрів маховиків двигунів:

автотракторних 300…500 мм;

стаціонарних суднових $(1{,}8…3{,}0)\cdot S$, де $S$ – хід поршня.

Посадочний діаметр виконують конусним. На одноциліндрових двигунах іноді роблять перехідні бронзові, розрізні вкладиші.

Маховики часто виконують і допоміжні функції:

- використовуються для обертання вала за допомогою валоповоротного пристрою, для чого на зовнішній поверхні маховика виконуються зубці;
- використовуються як диск для регулювання систем двигуна; з цією метою на зовнішню поверхню наносять градуїровочну шкалу від 0 до 360°;
- встановлюють лопаті вентилятора для обдування радіатора;
- маховик стає місцем відбирання потужності, тощо.

Виготовляють маховики із сірих чавунів марок СЧ18-36, СЧ32-52 або маловуглецевих сталей.

В швидкохідних двигунах маховики балансуються разом з колінчастим валом.

У двигунах НТМ маховики намагаються не використовувати, а необхідний ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала забезпечують вибором кількості циліндрів і порядку чергування спалахів у дизелях.

### 3.3.8. Гасителі крутильних коливань

При роботі двигуна на кожну шатунну шийку діють тангенціальні сили, що періодично змінюються і приводять до закручування вала та до його кутових (кружних) коливань. Даний вид коливань є вимушеним, бо пов’язаний з впливом сил газів.

Крім того, вал має і власну частоту коливань, яка залежить від його жорсткості й моментів інерції елементів. Коли частоти обох названих видів

коливань зрівнюються, виникає резонанс; при цьому різко збільшується амплітуда коливань і напруги в елементах колінчастого вала. Це може стати причиною утомних руйнувань. Крім того, резонансні коливання збільшують рівень шуму двигуна, бо стають джерелами збільшення сили ударів у шестірнях передачі двигуна; це ж може порушити фази газорозподілу і кута початку подачі палива.

У зв'язку з цим при створенні двигунів виконується розрахунок крутильних коливань, визначаються небезпечні частоти обертання колінчастого вала. Якщо резонансні коливання не вдається вивести з діапазону робочих частот обертання, на вал встановлюють гасителі крутильних коливань.

За принципом дії гасителі поділяються на такі:

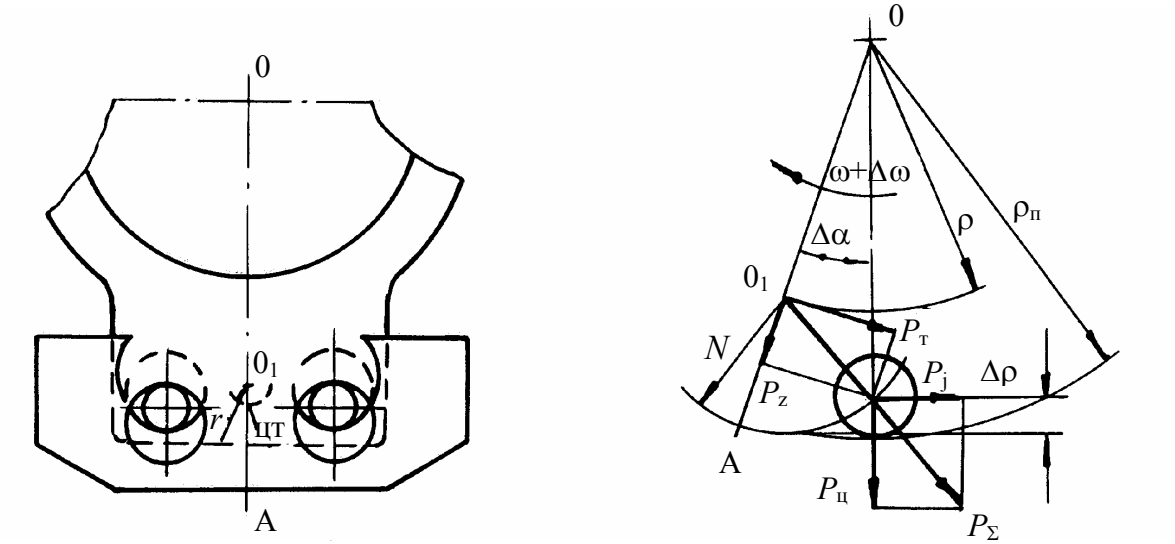
- динамічні без поглинання енергії коливань, що іноді звуться маятниковими антивібраторами;
- з поглинанням енергії коливань за рахунок пружних сил або тертя, що звуться демпферами.

*Маятниковий антивібратор* представлений додатковими масами, що приєднані до мас колінчастого вала на щоках або в окремому корпусі.

Додаткові маси встановлюються у розточках на двох осях, які мають діаметри, менші за діаметр отвору. Різниця діаметрів осі та вала визначає частоту коливань, на яку настроюють дану противагу.

Принцип дії маятникового антивібратора базується на зміщенні ваги (маси) від номінального положення під дією коливань, що потребує витрати енергії. Через це витрачається енергія не тільки на закрутку колінчастого вала, а й на примусове переміщення противаги; тобто витрата енергії на закрутку зменшується, що зменшує і саму закрутку вала. Схема дії маятникового антивібратора показана на рис.3.90.

При рівномірному обертанні вала центр противаги займає положення, найбільш віддалене від осі обертання, і яке збігається з лінією ОА, що належить ведучому елементу. Коли цей елемент отримує миттєве прискорення і його швидкість стає $\omega + \Delta\omega$, воно випереджає противагу на кут $\Delta\alpha$. Противага перекочується по кругу ведучого елемента, здійснюючи роботу $P_ц \cdot \Delta\rho$ ($P_ц$ – відцентрова сила противаги). При цьому на ведучому елементі з'являються сила $P_т$ і момент $P_т\ \rho$, що перешкоджають закручуванню цього елемента.




*а* *б*

*Рисунок 3.90 – Маятниковий антивібратор:*
*а* – схема закріплення противаг; *б* – схема дії антивібратора

Як бачимо із схеми, маятниковий антивібратор не поглинає енергії коливань; він її тільки акумулює, віддаючи накопичену енергію у слушний момент – при уповільненні ведучого елемента. В антивібраторах встановлюють до 4 противаг, настроюючи їх на визначену частоту крутильних коливань.

*Демпфери*

Гасителі крутильних коливань, що розсіюють енергію коливань, виконують свою функцію за рахунок тертя и поділяються на гасителі:

- сухого тертя;
- рідинного тертя;
- внутрішнього тертя.

Демпфери всіх видів мають загальну принципову конструкцію: одна маса жорстко закріплена на валу, а інша “сидить” на ньому вільно. Маси пов’язані між собою за допомогою сил тертя, що поглинають роботу крутильних коливань, перетворюючи їх у теплоту, яка розсіюється в навколишнє середовище.

Демпфер сухого тертя показаний на рис.3.91. Диск 1 пов’язаний із кінцем колінчастого вала. На диску підшипників ковзання вільно встановлені маховики 2. За допомогою пружини 4 маховики притискуються крізь фрикційні кільця 3 до диску 1. При виникненні крутильних коливань диск і

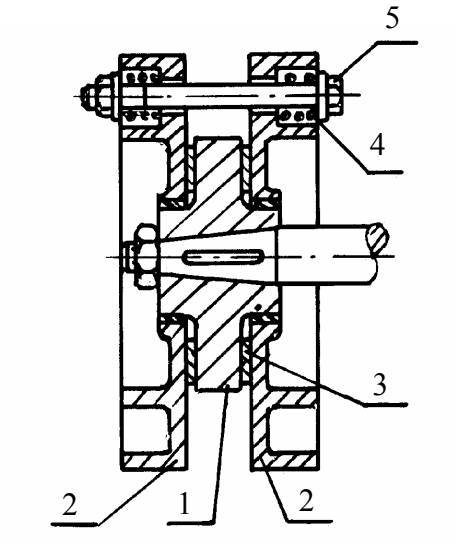



*Рисунок 3.91 – Демпфер сухого тертя:*
1 – диск; 2 – маховики; 3 – фрикційні кільця; 4 – пружини; 5 – болти

маховик прослизають один відносно одного. Виникаючі сили тертя направлені проти кутових переміщень диску, внаслідок чого амплітуда вимушених коливань зменшується. Демпфери сухого тертя мають просту конструкцію й малі габарити, однак по мірі зносів фрикціонів зменшується ефективність дії демпфера, що вимагає його частих регулювань.

Цих недоліків не мають гасителі рідинного тертя.

Конструкція гасителя рідинного тертя показана на рис.3.92. Корпус 1 демпфера жорстко закріплений на кінці колінчастого вала. На ньому вільно встановлений маховик 2 з малими (до 0,3…0,5 мм) осьовими та діаметральними зазорами. Вказані зазори заповнюються поліметилсилоксановою рідиною ПМС-50000, що має високу в’язкість (до 50000 сСт). При коливаннях корпусу, пов’язаного із колінчастим валом, маховик зберігає рівномірне обертання. Гасіння коливань здійснюється за рахунок сил тертя, що виникають у зазорах в кремнійорганічній рідині.

Демпфери рідинного тертя, виконані за даною схемою, знаходять широке застосування, в тому числі на двигунах НТМ.

У автомобілебудуванні отримали розповсюдження гумові гасителі крутильних коливань (рис.3.93). Диск 1, пов’язаний з колінчастим валом, і маховик 3 поєднані один з одним шаром гуми. При виникненні крутильних коливань маховик, що зберігає рівномірне обертання, скручує або розкручує гумовий шар. При цьому енергія збурювальних моментів поглинається внутрішнім тертям гумового шару.

Ефект застосування демпферів внутрішнього тертя виявляється у зміні жорсткості крутильної схеми, що дозволяє зменшити амплітуду діючих збурювальних моментів та змістити їх у інші зони (рис.3.94).

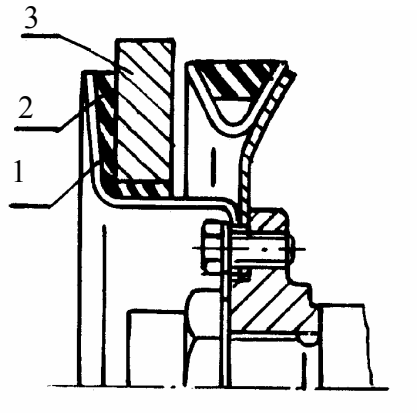



*Рисунок 3.92 – Демпфер із внутрішнім тертям:*
1 – диск; 2 – пружний елемент; 3 – маховик

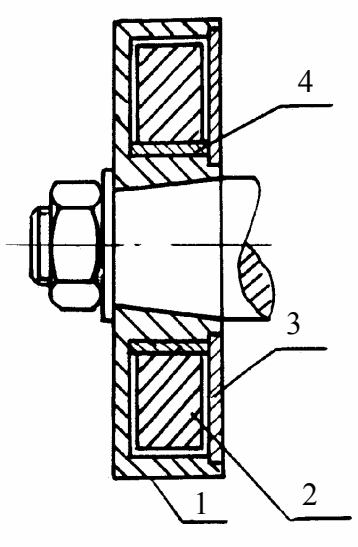



*Рисунок 3.93 – Демпфер рідинного тертя:*
1 – корпус; 2 – маховик; 3 – кришка; 4 – підшипник

Підбираючи момент інерції маховика та жорсткість гумового шару можна відвести критичні частоти $n'_{кр}$, $n''_{кр}$ за межі робочих частот обертання колінчастого вала.

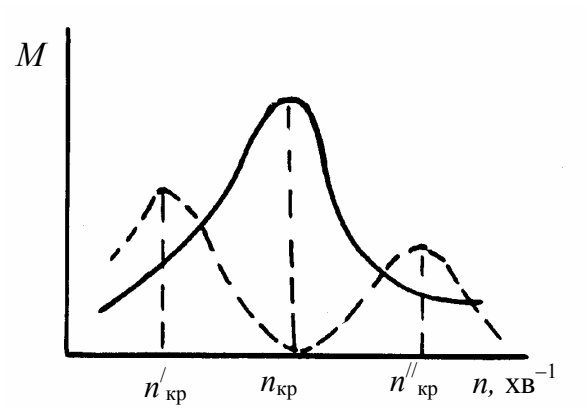



*Рисунок 3.94 – Резонансні криві:*
—— без демпфера; – – – з демпфером

## 3.4. Остов двигуна

До складу остова двигуна входять нерухомі деталі: блок циліндрів, підвіски корінних підшипників, картер, гільзи циліндрів, головки гільзи й елементи їх кріплення. На остов кріпляться вузли, що забезпечують роботу двигуна – водяний, масляний та паливний насоси, регулятор, фільтри, електрообладнання та ін.

Остов – основна несуча деталь, яка сприймає сили тиску газів, інерційні сили, а також вібрації. Крім того, опорні елементи остова передають на його раму перекидний момент, що виникає від наявності споживачів. При кріпленні остова до підмоторної рами його часто встановлюють на ві-

брогасителях і обов'язково передбачають можливості вільного переміщення при прогріві.

Остов двигуна повинен мати достатню міцність і жорсткість для забезпечення стабільності геометрії дзеркала гільзи, отворів під корінні підшипники та їх співвісність, достатню герметичність водяних та масляних порожнин та об'єм картера, достатній для швидкої й стабільної відкачки масла. Остов двигуна, таким чином, визначає його життєвий шлях, оскільки двигун залишається функціональною одиницею саме при збереженні блока циліндрів як основного елемента остова.

У зв'язку з викладеним вище остов повинен мати:

- високий строк служби, що допускає проведення не менш трьох капітальних ремонтів без заміни деталей;
- стабільність геометрії основних деталей двигуна при малій власній вазі;
- високу кавітаційну стійкість, сумісність роботи з різними металами;
- технологічні властивості – добре відливатися й очищуватися від стрижневого матеріалу, легко пропитуватися герметизувальними складами й підлягати виправленням;
- надійні бази, що зберігаються при ремонті, легкість обробки і доступність вимірювання всіх поверхонь.

Конструкція блока визначається призначенням двигуна, специфікою його установки в моторний відсік НТМ.

### 3.4.1. Остови автотракторних двигунів та двигунів НТМ

Остови залежно від характеру діючих на них сил (силової схеми) поділяються на *навантажені* й *розвантажені.*

У *навантажених* силових схемах зусилля від газів та сил інерції передаються на блок. Типова конструкція навантаженого блока двигуна В84 показана на рис.3.95.

Зусилля від підвісок (бугелів) 4 передається на картер 1 за допомогою шпильок 3. З метою розвантаження шпильок від згинання підвіски у поздовжньому напрямі фіксується штифтами, а в поперечному – замками або шліцами (двигун, наприклад, М8838Са500). У даній конструкції

(рис.3.95) піддон не включено у силову схему і він виконує роль маслозбірника.

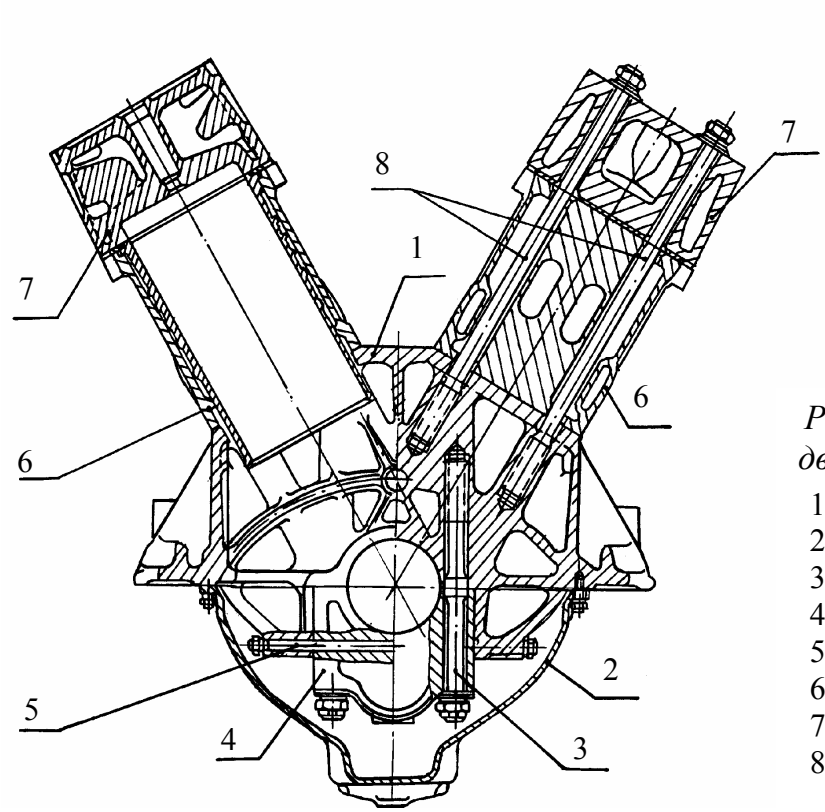



*Рисунок 3.95 – Остов двигуна В84:*

1 – картер;
2 – піддон;
3 – шпилька;
4 – підвіска;
5 – зтяжний болт;
6 – блок циліндрів;
7 – головка циліндрів;
8 – анкерна сполука

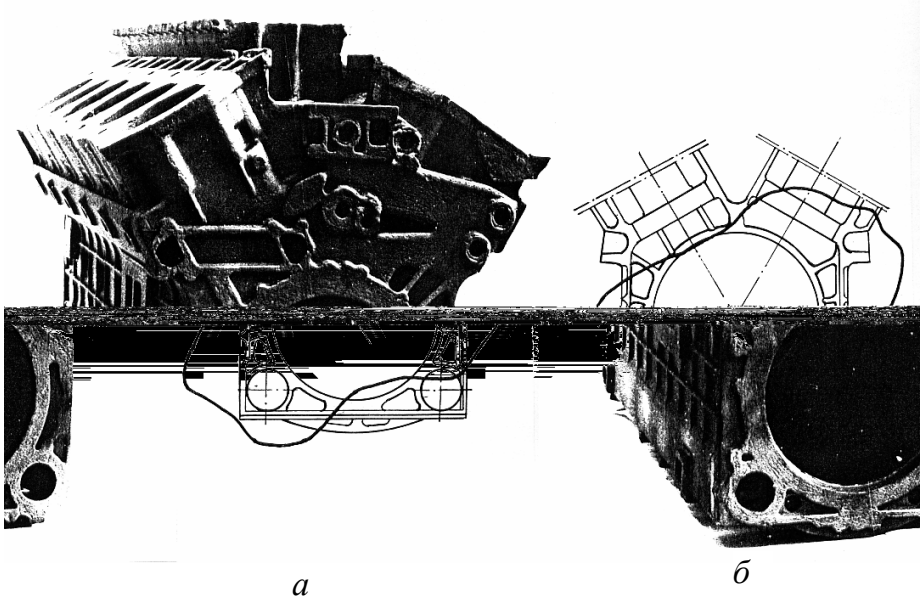
У деяких конструкціях двигунів підвіску виконують разом із піддоном, що збільшує загальну жорсткість остова.

Найбільш радикальним засобом збільшення загальної жорсткості остова є уникнення рознімання між блоком і картером.

Блоки, що виконані за такою схемою, називаються *блоками тунельного типу*. У таких блоках підвіски корінних опор відлиті разом з остовом та піддоном і створюють суцільну (монолітну) конструкцію.

Монтаж колінчастих валів до остова виконується з торця разом з корінними підшипниками, які являють собою роликові підшипники сковзання.

Остови тунельного типу застосовуються на вітчизняних серійних двигунах УТД-20, ЯМЗ-240 та 12ЧН15/16. Загальний вид остова двигуна 12ЧН15/16, виконаного з високоміцного чавуну, та виникаючі у ньому напруги показані на рис. 3.96.



*а* *б*

*Рисунок 3.96 – Тунельний остов двигуна 12ЧН15/16:*
*а* – загальний вигляд остова; *б* – напруги в остові

Остови, які створені за наведеними вище схемами, сприймають знакозмінні навантаження, що потребує зниження напруг та є стримуючим фактором при форсуванні двигуна.

Більш прогресивною є схема конструкції блоку, яку виконано за розвантаженою схемою. У такій схемі зусилля від сил тиску газів і сил інерції сприймаються болтами (анкерними). Остов (блок) попередньо стягнуто, і він сприймає напруги стиску, які зменшуються від дії газових сил. Оброблення блоку виконується у стягненому стані, що суттєво поліпшує геометрію посадочних місць. Типова конструкція розвантаженого блоку показана на прикладі двигуна 5ТДФ (рис.3.97).

Блок двигуна 5ТДФ відливається з алюмінієвого сплаву АЛ5 у металеву форму й стягується 12-ма анкерними болтами із сталі 18Х2Н4МА. На цих болтах методом накатки виконується різьба М21×1,5сп із скругленням у западинах. Можливість перекосу болта виключається встановленням сферичних шайб під головку болта та гайку. Після затяжки болт і гайка спарюються, затяжка болта здійснюється у декілька підходів у суворо визначеній послідовності, що забезпечує стабільність геометрії посадочних місць після переборки. Статичні напруги в болті складають 350 МПа.

Як матеріал для виготовлення блоків використовують сірий й високоміцний чавун та алюмінієві сплави типу АЛ5, АЛ9. Мінімально освоєна товщина стінок при відливанні складає 6…7 мм. У конструкції відливки блоку повинні бути плавні переходи, рівномірні перерізи і об'єми металу, що виключають його нерівномірне охолодження при остиганні металу, або передбачені місця для установки холодильників. Для зняття остаточних напруг відливки підлягають штучному старінню.

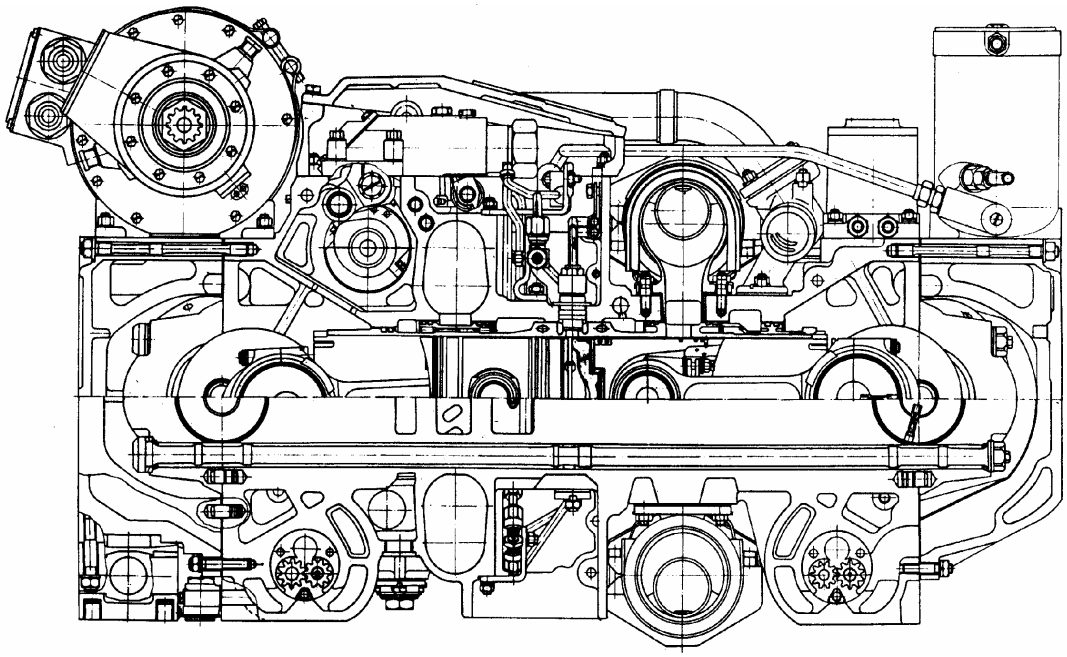


*Рисунок 3.97 – Остов двигуна 5ТДФ*

Механічна обробка блоків виконується на лініях, що укомплектовані спеціальними прецизійними переналагоджуваними станками для розточки місць під гільзи, корінні вкладиші, розподільні вали і т.ін., що забезпечує високу точність і стабільність їх виготовлення.

Конструкція блоку визначає технологію складання двигуна. При наявності рознімання між блоком і підвіскою поршень з шатуном встановлюють у гільзу зі сторони даного рознімання. При відсутності рознімання (тунельний картер) монтаж поршня з шатуном здійснюється крізь циліндр. Така обставина є визначальною при проектуванні шатуна.

Таким чином, остов визначає архітектуру двигуна, його складові, технологічність, вартість та строк служби.

### 3.4.2. Конструкція газового стику

Газовий стик сучасних двигунів виконується за двома схемами – з від'ємною головкою циліндрів або з головкою, відлитою разом з блоком (моноблочна конструкція).

Переваги останньої схеми очевидні, бо відсутній один з ненадійних елементів двигуна – газовий стик.

Однак відливка моноблочних конструкцій дуже трудомістка, потребує підвищених витрат при очищенні заготовки головки від стержневих мас; крім того, така конструкція блоку має низьку ремонтоздатність чи заміноздатність, оскільки після аварії моноблок ремонту не підлягає.

Моноблочна конструкція показана на рис.3.98.

Газовий стик двигунів НТМ виконується тільки з знімною головкою циліндрів.

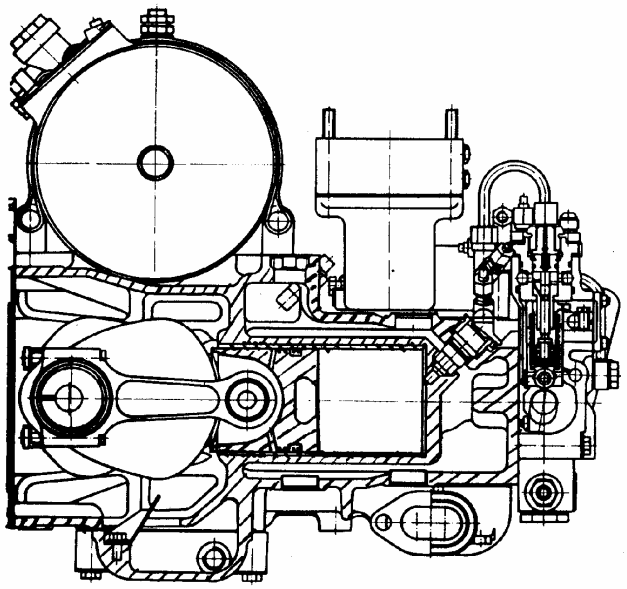


*Рисунок 3.98 – Моноблок дизеля 2Ч 7,8/7,8*

Для підвищення герметичності газового стику на фланці гільзи циліндрів виконують кільцевий буртик шириною 2…5 мм, що виступає над поверхнею верхнього пояса блоку на величину до 0,15 мм, яка залежить від типу ущільнювальної прокладки між верхнім буртом гільзи й головкою циліндра, а також від діаметра останнього. Основне зусилля ущільнення припадає на зону означеного буртика, де контактний тиск сягає 145…200 МПа і може бути нерівномірно розподілений вздовж периметра бурта гільзи. В результаті цього викри-

вляється форма робочої поверхні гільзи, знижується працездатність циліндро-поршневої групи, збільшується витрата масла.

### 3.5. Конструкції гільз циліндрів

Всі двигуни НТМ виконуються із вставними гільзами, які встановлюються в остови цих форсованих двигунів. Це дозволяє виготовляти гільзи із якісних сталей, зміцнювати зовнішні і внутрішні поверхні, спрощувати технологію ремонту. Застосування таких гільз дозволяє виконувати блок циліндрів із дешевих ливарних сплавів, що значно спрощує технологію його лиття.

У процесі роботи гільза знаходиться під впливом сил тиску газів, термічних навантажень, осьових сил від тертя поршня, ударних навантажень при перекладках поршня у ВМТ чи НМТ, агресивних середовищ (виникають при згорянні палива). Вона зазнає корозійних та кавітаційних впливів із боку охолоджувальної рідини.

Все це вимагає, щоб матеріал гільзи задовільняв високим вимогам, зокрема забезпечував:

- високі механічні й утомні якості, сильний опір корозії та кавітації;
- можливість термохімічного зміцнення дзеркала гільзи;
- стабілізацію геометрії дзеркала гільзи при тривалій експлуатації.

Виконуються гільзи із високоміцного чавуну або сталі. У швидкохідних форсованих двигунах використовують сталь 38ХМЮА, леговану алюмінієм, що добре азотується. Азотують внутрішню поверхню гільзи (дзеркало) з забезпеченням глибини азотованого шару 0,30…0,50 мм. При цьому твердість цього шару по Вікерсу повинна складати не менш 750 одиниць. З метою усунення з поверхні гільзи крихкої фази дзеркало її шліфують на глибину не менше 0,03 мм.

Залежно від способу охолодження гільзи при експлуатації двигуна поділяються на сухі (спеціально не охолоджувані) та мокрі (охолоджувані водою безпосередньо). У двигунах НТМ застосовують виключно мокрі, охолоджувані гільзи – або водою, або повітрям. До останніх належать тільки гільзи двигунів AVDS-1790-2A – США; 10ZF-22 – Японія.

Основні співвідношення конструктивних розмірів мокрої гільзи показані на рис.3.99.

Поверхні мокрої гільзи, що сполучатимуться, встановлюють у блок циліндрів по рухомих ходових посадках. У верхній зоні гільзи ущільнення стику між її буртом і блоком здійснюється без прокладок, а у нижній частині – за допомогою резинових кілець. Для надійного ущільнення нижньої зони гільзи виступання кілець над зовнішньою її поверхнею повинно складати 0,4…0,7 мм, а коефіцієнт заповнення канавок ущільнювачем повинен сягати 0,92…1,01.

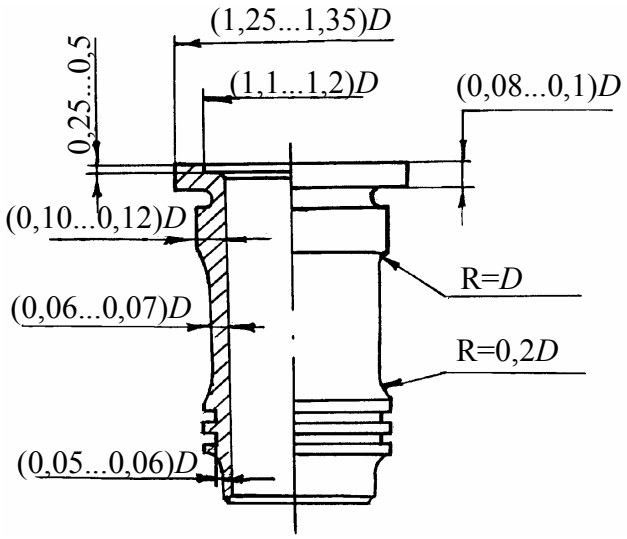



*Рисунок 3.99 – Основні співвідношення розмірів мокрої гільзи*

За характером опирання гільзи бувають безпосереднього опирання на блок (рис.3.99) і підвісні, що кріпляться до головки за допомогою шпильок.

Гільзи двотактних та чотиритактних двигунів, суттєво відрізняючись за конструкцією, мають ряд загальних проблем, що торкаються змащення циліндрів, ефективного його охолодження, забезпечення кавітаційної стійкості і т.інш.

*Змащення циліндро-поршневої групи* – це ключове питання розвитку форсованих двотактних двигунів НТМ. Дзеркало гільзи після шліфування підлягає опоряджувальному хонінгуванню. При цьому чистота поверхні сягає $^{0,16}\sqrt{}$, а після тривалої експлуатації чистота поверхні підвищується до $R_z$ 0,05. На такій дзеркальній поверхні дуже важко втримати змащення, що створює передзадирні умови для роботи поршневих кілець. З метою утримання масляного шару на поверхні циліндра запропоновано вібронакатування (вібронакатка).

Крім того, досліджувалися й інші методи збільшення маслоємності дзеркала гільзи циліндра: нанесення лунок, плямисте азотування, створення мікрозападин при хонінгуванні і т. ін. Однозначно встановлено, що у парі тертя, яка складається із азотованого дзеркала циліндра й корпусу поршня з алюмінієвого сплаву, виконання маслозатримуючого рельєфу на дзеркалі недоцільно із-за зносу корпусу поршня і збільшення витрати масла.

Найбільш ефективним засобом змащення поршневої групи є подача масла на дзеркало гільзи разом із продувочним повітрям у масі 50… 80 г/год на циліндр.

Форсування двигунів зі значенням середнього ефективного тиску призводить до зростання температури дзеркала циліндра, а це вимагає заходів щодо інтенсифікації його охолодження. Зниження рівня температур дзеркала можливо досягти збільшенням часу контакту охолоджувальної рідини із гільзою за рахунок застосування витих фрезерованих каналів замість прямих (рис.3.100, а, б), наближення охолоджувальних каналів до нагрітої стінки (рис.3.100, в). В останньому випадку свердлення виконуються під кутом до осі гільзи, що дозволяє розташувати їх на перемінній відстані від дзеркала вздовж висоти гільзи. Температурне поле гільзи циліндра двотактного двигуна із літровою потужністю 38 й 45 кВт/л з витими каналами та свердленнями подано на рис.3.101. Незважаючи на більш високе форсування двигуна, охолодження дзеркала гільзи за допомогою свердлень знижує температуру у зоні КЗ на 40…50 °С. Крім того, зменшується перепад температур вздовж гільзи з 110 до 60 °С, що сприятливо впливає на геометрію твірної.

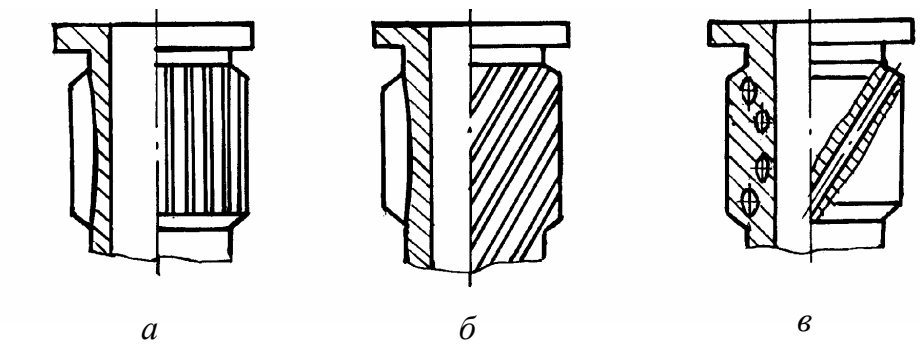



*Рисунок 3.100 – Охолодження верхнього пояса гільзи циліндра:*
*а* – прямі канали; *б* – виті канали; *в* – свердлення

У чотиритактних двигунах твірна дзеркала гільзи виконується прямолінійною.

Геометрія твірної гільзи двотактного двигуна повинна враховувати перемінний характер температури вздовж гільзи, її перемінну жорсткість, радіальний перепад температур та у зв’язку з цим можливість деформації

перемичок вікон у бік осі циліндра, що призводить до задиру поршня та його кілець. Для усунення впливу випинання перемичок на роботу поршневої групи у зоні вікон виконують заниження (“бочку”) глибиною $(3{,}5\ldots5{,}0)\cdot10^{-4}\cdot D$, довжиною $(0{,}35\ldots0{,}40)\cdot D$ з плавними входами та виходами (кут нахилу до 10′ ) на дзеркало гільзи при чистоті поверхні не нижче $\sqrt[0{,}32]{}$ з подальшим поліруванням.

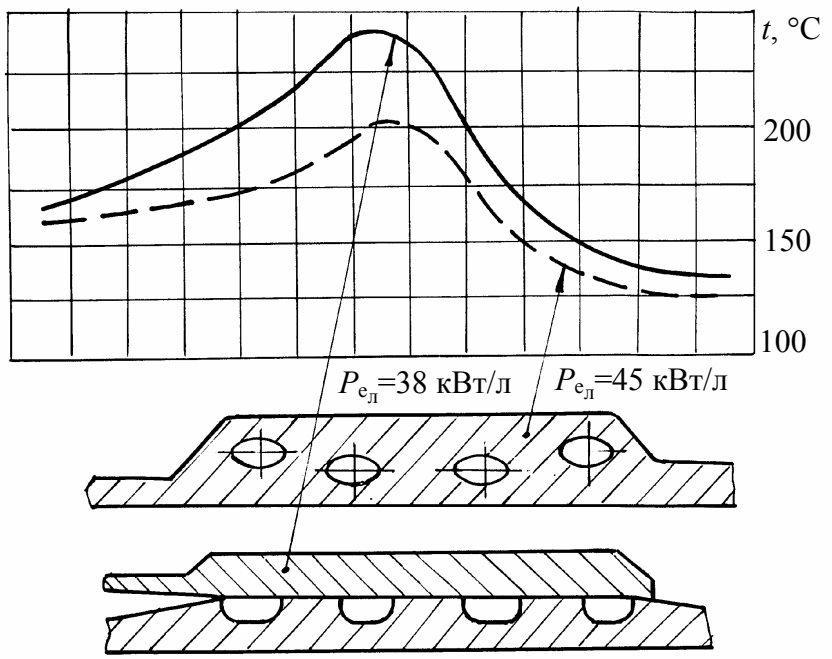



*Рисунок 3.101 – Температура центральної частини циліндра з витими каналами й свердленнями*

При форсуванні двигунів для НТМ проблема боротьби з кавітацією може, якщо їй не приділяти серйозну увагу, може загальмувати подальше підвищення літрової потужності.

При форсуванні по $N_л$ збільшується нормальна сила, що діє на поршень, зростає зазор у парі “гільза–поршень”. Це й призводить до росту енергії удару при перекладці поршня та до вібрації гільзи. Остання від гільзи передається охолоджувальній воді й викликає (при недопустимому зростанні прискорень мас води) локальні розриви рідини з подальшим інтенсивним захлопуванням каверн, що різко підвищує тиск на поверхню гільзи з боку води, який вириває частки металу. Такий механізм кавітації й руйнування слід віднести до вібраційного.

З метою усунення небезпеки кавітації, пов'язаної з вібрацією циліндра, намагаються максимально зменшити зазор "поршень-гільза", збільшити товщину стінок гільзи, зменшити зовнішню поверхню гільзи шляхом нанесення твердого покриття (хромування, азотування, хімічне нікелювання), зменшити зазор між блоком та гільзою, збільшити висоту опори у верхній частині й ряд інших заходів.

Вібраційна кавітація проявляється у місцях інтенсивних вібрацій; щілинна – у вузьких порожнинах.

Щілинна кавітація проявляється найчастіше у місцях установки ущільнювальних кілець і пов'язана з різкою зміною об'єму при переміщенні гільзи відносно блоку. З цією метою необхідно максимально скорочувати довжину щілини шляхом введення фасок та регламентацією протяжності плоскої частини (рис.3.102). Зменшення зазорів у щілинах сприяє зниженню небезпеки кавітаційного руйнування.

Суттєвий вплив на характер кавітаційного руйнування чинить характер потоку охолоджувальної рідини. Цей дефект найчастіше проявляється у застійних зонах, тому доцільно зберігати рівномірний переріз для охолоджувального потоку вздовж всієї висоти гільзи, а там, де неможливо виконати цю умову, встановлювати напрямні дефлектори.

Слід розглянути можливий механізм кавітаційного руйнування, пов'язаний з місцевим скипанням рідини на найбільш нагрітих місцях гільзи через недостатній тиск у системі охолодження. Цей дефект характерний для закритих, високотемпературних систем охолодження з температурою охолоджувальної рідини, більшою 100 °С. Для усунення такої небезпеки для високотемпературних систем охолодження повинні бути виконані дві умови:

- тиск води у системі охолодження повинен бути вищим за тиск насичених парів при даній температурі, тобто треба забезпечувати умови, аби $p_{\text{води}} = (1{,}25\ldots1{,}4)\cdot p_{\text{нас}}$;
- від місць найбільшої інтенсивності нагріву треба застосовувати паровідведення.

Розвитку небезпечних кавітаційних руйнувань сприяє корозія, що посилюється при збільшенні жорсткості води. Тому системи охолодження форсованих двигунів бажано заповнювати дистильованою водою, або до охолоджувальної рідини додавати трьохкомпонентну присадку біхромату

калію $K_2Cr_2O_7$ у кількості до 0,5 % від маси води, що сприяє активній пасивації зовнішньої поверхні.

Процес кавітації залежить від чистоти води, наявності виважених часток, накипу. В останній час на форсованих двигунах встановлюють фільтри систем охолодження разом з датчиками, що сигналізують про спрацьовування трьохкомпонентної присадки.

Після розгляду принципових питань щодо забезпечення надійності гільз циліндрів перейдемо до розгляду їх конструктивних особливостей стосовно двигунів НТМ.

Конструкції гільз двотактних двигунів з клапанним газорозподілом й чотиритактних двигунів принципово не відрізняються. Типова конструкція гільзи чотиритактного двигуна показана на рис.3.103.

Гільза виконана з трубної заготовки сталі 38Х2МЮА. Внутрішня поверхня (дзеркало) азотується на глибину 0,3…0,5 мм; зовнішня – вкривається хімічним нікелем для захисту від кавітації. З метою зменшення вібрації гільзи вона встановлена в блоці на двох поверхнях у трьох поясах. Для поліпшення охолодження зони поршневих кілець (при зупинці поршня у зоні ВМТ) на зовнішній поверхні гільзи виконано виті ребра.

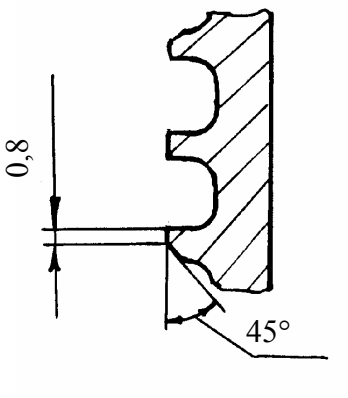



*Рисунок 3.102 – Форма гільзи у зоні ущільнювальних кілець*

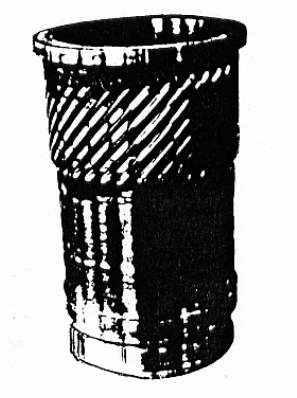


*Рисунок 3.103 – Гільза двигуна 12ЧН15/16*

Гільзи двотактних двигунів з поршнями, що рухаються в протилежні боки, мають більш складну конструкцію, вимагають досвіду створення, доводки й забезпечення стабільності при виготовленні в масовому виробництві.

Конструкції гільз двотактних двигунів з поршнями, що рухаються в протилежні боки, показані на рис.3.104.

Загальні принципи конструювання таких гільз:

- розвинений центральний пояс, що охолоджується за допомогою свердлень або каналів; у деяких конструкціях центральний пояс додатково підсилено напресованим бандажем або безпосереднім запресуванням в блок;
- вприскування палива з периферії; кількість форсунок коливається від однієї (двигун К-60 фірми “Роллс-Ройс”) до чотирьох (двигун 5ТДФ);
- наявність вирізів на торцях з метою зменшення габаритів двигуна;

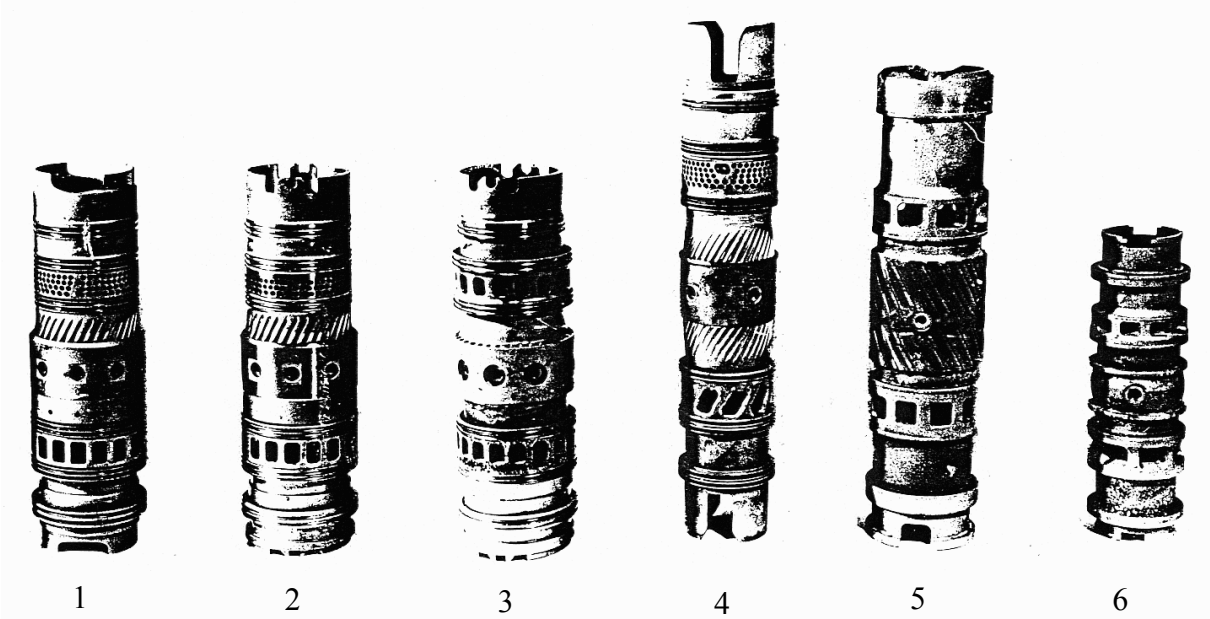



*Рисунок 3.104 – Конструкції гільз циліндрів двигунів із поршнями, що рухаються в протилежні боки:*

1 – двигун 5ТДФ до 1970 року;2 – те ж після 1970 року; 3 – двигун 6ТД-І;
4 – двигун ЮМО-207А; 5 – двигун L-60 фірми “Лейланд”;
6 – двигун К-60 фірми “Роллс-Ройс”

- ущільнення водної порожнини за допомогою гумових кілець або шляхом запресування;
- відсутність буртів для осьової фіксації, яка здійснюється за допомогою стопора у центральному поясі;

- виконання вікон у гільзі прямокутної форми з перемичками, що охолоджуються.

Впускні вікна відрізняються великою різноманітністю. Круглі свердлення поступово замінено на прямокутні вікна. У зв'язку з підвищенням форсування двигунів введено охолодження перемичок у впускних вікнах (двигун 6ТД-І). На двигунах англійських фірм "Лейланд" та "Роллс-Ройс" відношення висоти до ширини вікна $l/b < 1$; на вітчизняних двигунах це відношення $l/b > 1$, що пов'язано з різними рівнями тиску наддуву й прагненням зменшити долю втраченого ходу.

Гільзи виготовляються зі сталевих трубних заготовок або із високоміцного чавуну (двигуни L-60, К-60).

### 3.6. Головка (кришка циліндра)

Даний елемент на двигунах малої розмірності називають *головкою* (на кілька циліндрів), а на двигунах великої розмірності – *кришкою* (індивідуальною).

Головка разом із поршнем створює КЗ; на неї діють газові сили попередній стиск і термічні навантаження.

Конструкції головок залежать від типу КЗ, схеми механізму газорозподілу, кількості і розташування клапанів, типу паливної апаратури, способу пуску та ін. Основні співвідношення головки циліндрів з безпосереднім вприскуванням палива, з верхнім розташуванням приводу клапанів наведені у табл.3.9.

Таблиця 3.9 – Основні конструктивні співвідношення головок циліндрів

| *Найменування параметра* | *Відносні значення параметрів* |
|---|---|
| Діаметр вписаного кола | $D_к = (1{,}2…1{,}8)\cdot D$ |
| Висота | $H = (0{,}8…0{,}12)\cdot D$ |
| Товщина стінки: нижньої<br>верхньої<br>бічної | $\delta_1 = (0{,}10…0{,}10)\cdot D$<br>$\delta_2 = (0{,}06…0{,}12)\cdot D$<br>$\delta_3 = (0{,}045…0{,}05)\cdot D$ |

Головка циліндрів являє собою найскладнішу відливку, в який КЗ, впускні та випускні канали, водяні порожнини розділені тонкими стінками. Головка витримує великі термічні навантаження через нерівномірне підве-

дення теплоти; тому організація охолодження головки має велике значення для раціонального розподілу напруг і забезпечення її працездатності.

Вода у головку (рис.3.105) підводиться із боку нижньої стінки (вогневої плити), омиває днище КЗ, розпилювач форсунки і підходить до другого поверху, охолоджуючи повітряні та газові канали. Така схема охолодження дозволяє керувати напрямком руху охолоджувальної рідини, підводячи її у першу чергу до найбільш нагрітих зон головки. З метою усунення повітряних і парових мішків в найвищих місцях головки виконують паровідводи.

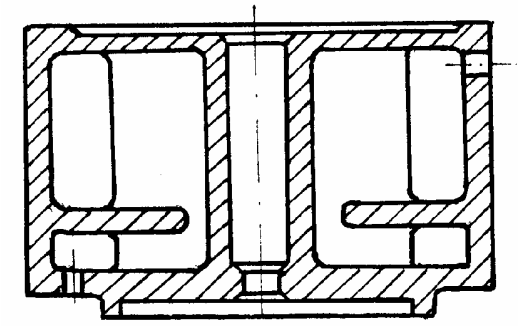


*Рисунок 3.105 – Головка циліндрів*

За конструкцією головки циліндрів поділяються на *моноблочні*, *загальні* та *індивідуальні* (кришки).

В моноблочних конструкціях головка відливається разом із блоком. У такій конструкції відсутній газовий стик, який для двигунів НТМ не застосовується (окрім двигуна М750, 12ЧН18/20), бо експлуатаційні недоліки двигунів НТМ, про які йшлося вище, переважають переваги щодо відсутності газового стику.

Загальні головки відливаються на два й більше циліндрів, мають єдину вогневу поверхню, що ущільнює газовий стик. Головка сприймає дію перемінних температур за довжиною й висотою, що викликає її короблення. На поверхні, що протилежна газовому стику, встановлюється звичайно розподільний вал. Дана конструкція отримала найбільше розповсюдження саме у двигунах НТМ, а також на автомобілях, тракторах. За такою схемою виконані головки двигунів В-84 (рис.3.106), УТД-20, MB838Ca500 та ін. Недоліком загальних головок є обов'язкова наявність між головкою і блоком циліндрів газоущільнювальної прокладки, яка здебільшого визначає ресурс цього вузла.

Індивідуальні головки дозволяють відмовитися від прокладки за рахунок притирання поверхонь головки та гільзи. При цьому така операція повинна здійснюватися круговими рухами, а пояс прилягання – бути безперервним і рівномірним вздовж кільця шириною не менш 2…3 мм. Осно-

вні співвідношення елементів газового стику без прокладки для двигуна 12ЧН15/16 показані на рис.3.107.

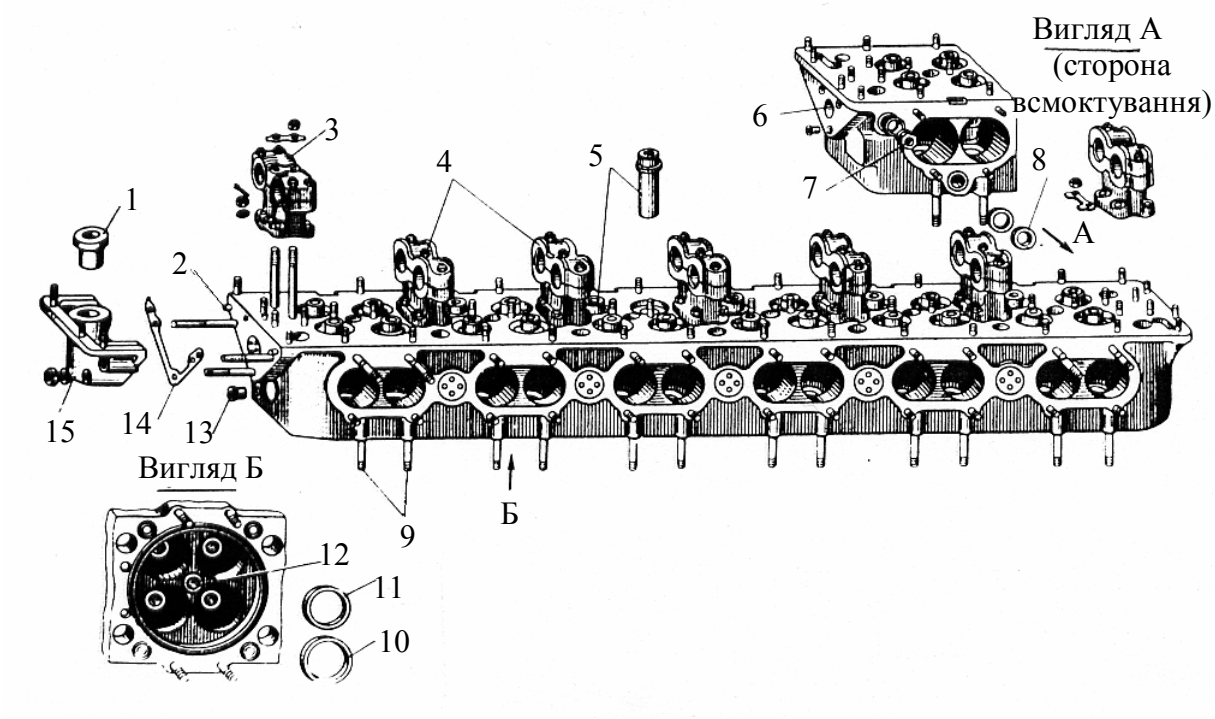



*Рисунок 3.106 – Загальна головка двигуна В-84:*

1 – втулка нахиленого валика; 2 – штифт установки коробки нахиленого валика; 3 – упорний підшипник розподільних валів; 4 – опорні підшипники розподільних валів; 5 – напрямні втулки клапанів; 6 – отвір відведення охолоджувальної рідини із головки; 7 – футорка для кріплення трубки відведення повітря і пари; 8 – футорка; 9 – зшивні шпильки; 10 – сідло впускного клапана; 10 – сідло випускного клапана; 12 – колодязь для встановлення форсунки; 13 – втулка; 14 – прокладка; 15 – коробка нахиленого валика

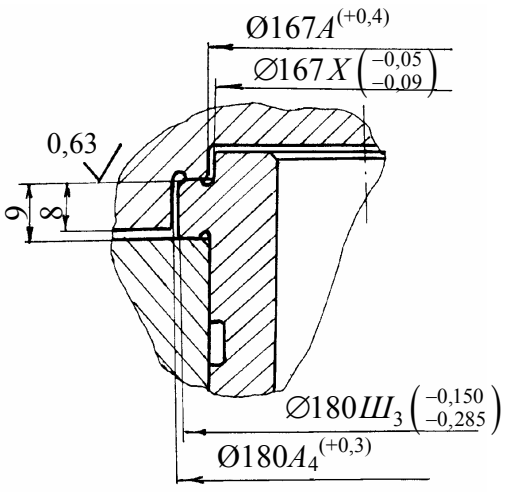



*Рисунок 3.107 – Конструкція безпрокладного газового стику*

Таке конструктивне рішення є найбільш прогресивним і знаходить широке застосування на сучасних форсованих транспортних двигунах.

Однак при застосуванні індивідуальних головок виникають східці між сусідніми головками, що утруднює розподільного вала. У такому разі треба підбирати головки з малою розмірністю по висоті, а залишену похибку можна компенсувати шляхом встановлення прокладок.

Газоущільнювальні прокладки виконуються індивідуальними (на циліндр) або загальними на всі циліндри. У двигунах з блоком, що виготовлений з алюмінієвого сплаву, застосовують алюмінієві, мідні, мідно-азбестові або біметалеві прокладки. Прокладка звичайно захищена від безпосереднього зіткнення із гарячими газами шляхом виконання буртика на гільзі, про що йшлось раніше. Для кращого ущільнення стику на поверхні гільзи роблять спеціальні поглиблення. Конструкція газового стику з індивідуальною прокладкою двигуна В-84 показана на рис.3.108.

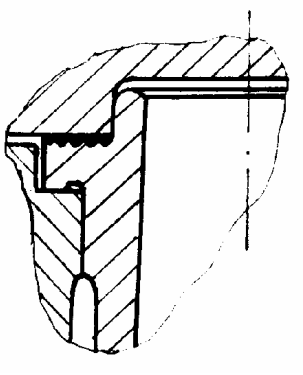


*Рисунок 3.108 – Конструкція газового стику двигуна В-84*

Для надійної роботи газового стику питомий тиск у ньому повинен бути більше максимального тиску робочого циклу двигуна, тобто

$$p_{\text{стик}} \geq p_{\text{z}}.$$

При виборі питомого тиску треба додатково враховувати такі обставини:

► напруги в прокладці не повинні перебільшувати межу текучості матеріалу при стиску, що викликає зменшення її висоти;

► найбільші напруги в прокладці виникають у момент прогріву двигуна, коли блок, що першим прогрівається, розширюється, а холодні стягувальні елементи ще не мають термічного розширення, що додатково навантажує стик;

► конструкції головки і прокладки повинні забезпечувати рівномірність стиснення останньої вздовж кола.

Рівномірність затяжки, крім того, залежить від розташування стягувальних елементів. Шпильки можуть бути індивідуальними або загальними на дві головки. Затягування шпильок здійснюється у строго визначеній послідовності, аби виключити короблення газового стику.

Головки циліндрів виконуються із високоміцного чавуну або алюмінієвих сплавів типу АМХ-605, які підлягають меншому знеміцненню при високих температурах.

Для збільшення строку служби у головку циліндрів встановлюють сідла клапанів із жароміцних високонікелевих сплавів типу ХН70МВЕЮБ. Способи кріплення наведені на рис.3.109.

Напрямні клапанів виконують з антифрикційних бронз або чавунів. Для утримання мастила на поверхнях тертя роблять маслозатримувальний рельєф у вигляді канавок.

Зазор у парі втулка – напрямна клапана повинен враховувати різницю температур даних деталей в роботі, їхні коефіцієнти лінійного розширення і деформації. Вказаний зазор залежить від рівня форсування двигуна та визначається експериментальним шляхом, але у першому наближенні може бути обраний на рівні 0,12…0,16 мм при діаметрі 12 мм.

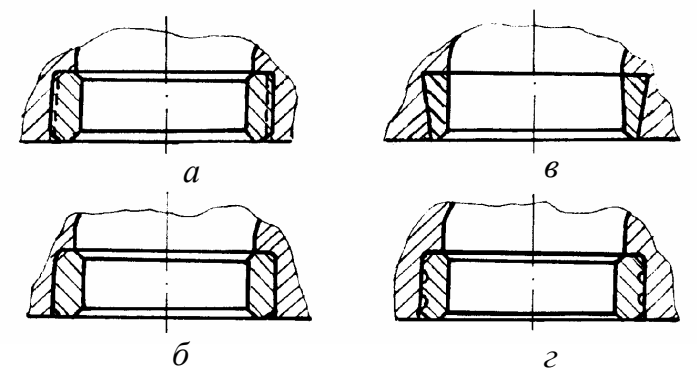



*Рисунок 3.109 – Способи кріплення сідел клапанів:*
*а* – по різьбі; запресовка: *б* – циліндрична; *в* – конічна; *г* – з канавками

Форсовані чотиритактні двигуни виконуються, як правило, з чотирма клапанами у головці, що забезпечує збільшення коефіцієнта наповнення, зниження гідравлічних втрат у порівнянні з двоклапанною схемою. При наявності чотирьох клапанів виникає питання щодо доцільної схеми їх розташування. Існують схеми поздовжнього та поперечного розташування клапанів (рис.3.110).

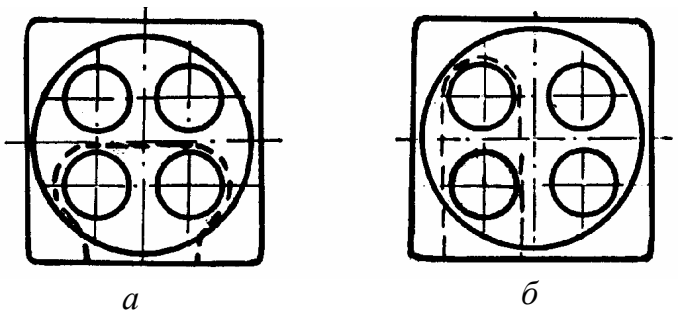



*Рисунок 3.110 – Схема розташування клапанів:*
*а* – поздовжня; *б* – поперечна

При поперечному розташуванні клапанів один з них омивається подвійною порцією повітря або газу, але при цьому суттєво поліпшується напрямок повітряного потоку і збільшується інтенсивність вихрового руху.

На рис.3.111 показані результати статичної продувки головки циліндра двигуна 12ЧН15/16 із поздовжнім та поперечним розташуванням кла-

панів. Середнє значення тангенціальної складової повітря у циліндрі з поперечним розташуванням клапанів у порівнянні з повздовжнім збільшилася з 10,2 до 40,6 м/с, а коефіцієнт витрати повітря знизився з 0,637 до 0,617.

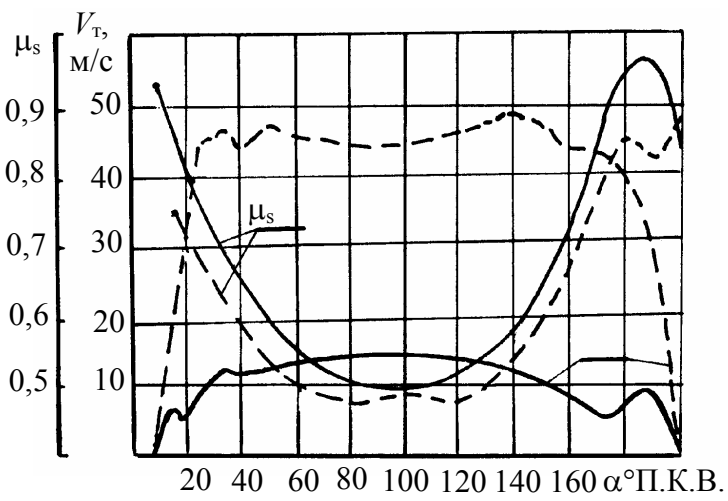



*Рисунок 3.111 – Залежність коефіцієнта витрати і тангенціальної швидкості повітря від схеми розташування клапанів:*

——— поздовжнє; – – – – поперечне

Із збільшенням тиску наддуву та зростанням густини повітря суттєве зростання тангенціальної складової обертання повітря є визначальним при виборі схеми розташування клапанів.

Для зменшення гідравлічних втрат і зниження тепловіддачі в охолоджувальну воду внутрішню поверхню головок вкривають жаростійкою емаллю.

*Розрахунок кріплення головки циліндрів*

Такий розрахунок зводиться до визначення напруги у стрижні болта і сил, що діють на стику ущільнювальних деталей (рис.3.112).

*Розрахунок болта (шпильки)*

Сила попередньої затяжки подовжує шпильку на величину

$$\Delta l_0 = P_{\text{п}} \frac{l_0}{E_0 F_0} = P_{\text{п}} \lambda_0 ,$$

де $l_0$ , $E_0$ , $F_0$ – довжина, модуль пружності й площа найменшого перетину шпилькивідповідно; $\lambda_0$ – пружна константа.

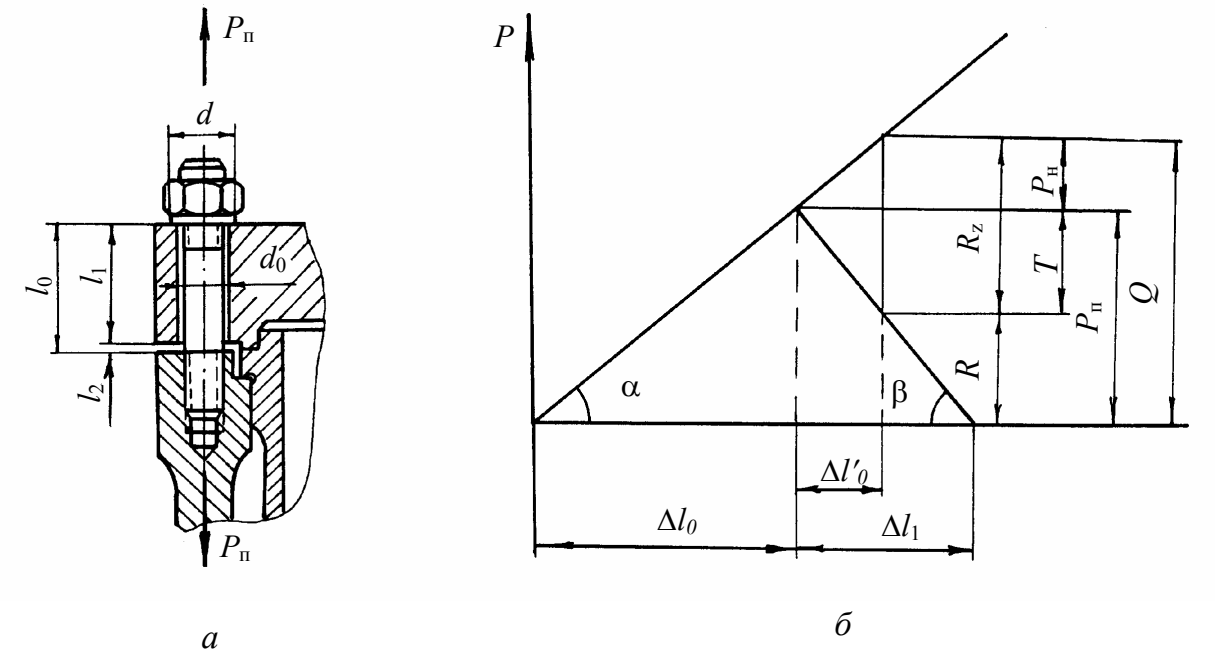
Під впливом цієї ж сили головка стиснеться на величину

$$\Delta l_1 = P_{\text{п}} \frac{l_1}{E_1 F_1} ,$$

де $l_1$ , $E_1$ , $F_1$ – висота головки, модуль пружності й площа поперечного перерізу відповідно. При визначенні $F_1$ вважають, що деформується зрізаний

конус з кутом 45° при основі. За розрахунковий приймають середній переріз, в якому зовнішній діаметр дорівнює $d + l_1$, а внутрішній – $d_0$. Тоді розрахункова площа поперечного перерізу

$$F_1 = 0{,}785 \cdot \left[\left(d + l_1^2\right) - d_0^2\right].$$




*а* *б*

*Рисунок 3.112 – Розрахункова схема кріплення головки циліндрів:*
*а* – схема кріплення; *б* – діаграма навантаження різьбового з'єднання

На діаграмі навантаження різьбового сполучення вказана величина діючого зусилля попередньої затяжки $P_п$ й величини деформацій. У межах пружних деформацій величини нахилу прямих

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{P_п}{\Delta l_0} = \frac{1}{\lambda_0}; \qquad \operatorname{tg}\beta = \frac{P_п}{\Delta l_1} = \frac{1}{\lambda_1}.$$

За термін роботи двигуна шпилька додатково навантажується силою

$$P_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z} p_z,$$

де z – кількість шпильок.

Під діянням сили $P_z$ шпилька додатково подовжується на величину $\Delta l_0'$; на цю ж величину розвантажується головка. В такому разі повна сила, що діє на шпильку,

$$Q = R + P_z .$$

Тут необхідно знайти силу $R$, яка може бути одержана із умови сумісності додаткової деформації шпильки й головки.

Додаткова деформація шпильки

$$\Delta l_0' = P_н \lambda_0 = \left(P_z + R - P_п\right)\lambda_0 .$$

Додаткова деформація головки

$$\Delta l_1 = T \cdot \lambda_1 = \left(P_п - R\right)\lambda_1 .$$

Враховуючи, що $\Delta l_0' = \Delta l_1'$, отримаємо

$$\lambda_0\left(P_z + R - P_п\right) = \left(P_п - P\right)\cdot \lambda_1 ;$$

$$R = P_п - P_z \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1} .$$

Підставляючи отримане співвідношення у вихідне, маємо:

$$Q = R_п - P_z \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}$$

або

$$Q = R_п + R_z \upsilon , \qquad (3.70)$$

де $\upsilon$ – коефіцієнт діючого навантаження.

Раніше вказувалося, що попередня затяжка повинна бути такою, аби вона була вище тиску газів, тобто

$$P_п = \psi\, P_{п_{min}} = \psi\left(1 - \upsilon\right)R_z , \qquad (3.71)$$

де $\psi$ – коефіцієнт затяжки. При навантаженні деталей статичним навантаженням $\psi$ = 1,25…1,5, а при динамічних навантаженнях $\psi$ = 3…4.

При затяжці шпильки ключем виникає крутний момент

$$M_{кр} = \beta\, P_п\, d_р ,$$

де $\beta$ – коефіцієнт тертя. Для змащеної різьби $\beta$ = 0,08; для різьб без зма-

щення – 0,15…0,20;

$d_р$ – зовнішній діаметр різьби.

Напруги у шпильці:

а) розтягування:

$$\sigma_р = \frac{Q}{F_0};$$

тут при визначенні напруг розтягування не враховані температурні деформації, котрі збільшують напруги у шпильці на 150…200 МПа. Тому їх необхідно враховувати при розрахунку, тобто

$$\sigma_{р_с} = \sigma_р + 200;$$

б) кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0{,}2 \cdot d_р}.$$

Складний напружений стан оцінюємо так:

$$\sigma_\tau = \sqrt{\sigma_{р_с} + 4 \cdot \tau^2}.$$

Тоді запас міцності по межі текучості

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma_\tau}.$$

Шпильки високофорсованих двигунів виконують із легованої сталі 18Х1Н4МА.

Запас міцності у виконаних конструкціях допускається на рівні 1,5…2,5.

*Визначення навантажень на газовий стик*

Під діянням сили максимального тиску згоряння шпилька додатково подовжується, а деформація головки і прокладки зменшується, тобто

$$\Delta l_0' = \Delta l_1' + \Delta l_2.$$

Записуючи деформації, користуючись значеннями сил та пружних констант, можна відтворити:

$$R_н \cdot \lambda_0 = T \cdot \lambda_1 + T \cdot \lambda_2 = T \cdot (\lambda_1 + \lambda_2),$$

або

$$\left(P_z + R - P_{\text{п}}\right)\cdot\lambda_0 = \left(P_{\text{п}} - R\right)\cdot\left(\lambda_1 + \lambda_2\right).$$

Звідси

$$R = R_{\text{п}} - P_z\,\frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}.$$

Повна сила у стику

$$Q = R + P_z = P_{\text{п}} - P_z\,\frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2} + P_z = \tag{3.72}$$

$$= P_{\text{п}} + P_z\,\frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2} = P_{\text{п}} + P_z\upsilon_1$$

де $\upsilon_1$ – коефіцієнт діючого навантаження.

Із співвідношення (3.72) маємо, що при збільшенні пружної константи $\lambda_2$ для прокладки підвищується тиск у стику, тому у форсованих двигунах застосовують прокладки з підвищеною пружністю (алюмінієві, біметалеві).

### 3.7. Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу забезпечує наповнення робочого циліндра свіжим зарядом та його очищення від випускних газів.

Відрізняють *золотникові* й *клапанні* механізми газорозподілу.

Золотникові механізми застосовуються у двотактних двигунах, коли для газорозподілу використовується власна циліндро-поршнева група двигуна із спеціально створеними отворами для перетікання повітря чи газів. Тому золотниковий газорозподіл буде розглянуто нижче, коли розглядатиметься система повітропостачання двотактних двигунів.

У цьому розділі увагу буде приділено клапанному газорозподілу у чотиритактних двигунах з високим ступенем форсування.

Такий газорозподіл здійснюється шляхом примусового управління і включає привід клапанів та клапанний механізм.

### 3.7.1. Механізм приводу клапанів

Механізм такого приводу призначений для управління впускними та випускними клапанами за раціональним (оптимальним) законом з метою забезпечення потрібного час-перерізу, який обґрунтовується за результатами математичного моделювання процесу газообміну як складової всього робочого циклу двигуна.

Такий раціональний закон руху клапанів реалізується за рахунок відповідного профілювання кулачкових шайб розподільного вала. Залежно від положення останнього відносно клапанів відрізняють *верхнє* та *нижнє* розташування розподільного вала.

При нижньому розташуванні розподільного вала передача руху від кулачкової шайби до клапанів здійснюється через проміжні елементи: штовхачі, штанги, важелі. При V-подібному розташуванні циліндрів привід йде від одного або двох розподільних валів. Це значно спрощує привід, який можна виконати при мінімальній кількості шестірень. Типова конструкція привода з нижнім розташуванням розподільного вала двигуна МВ-873 показана на рис.3.113.

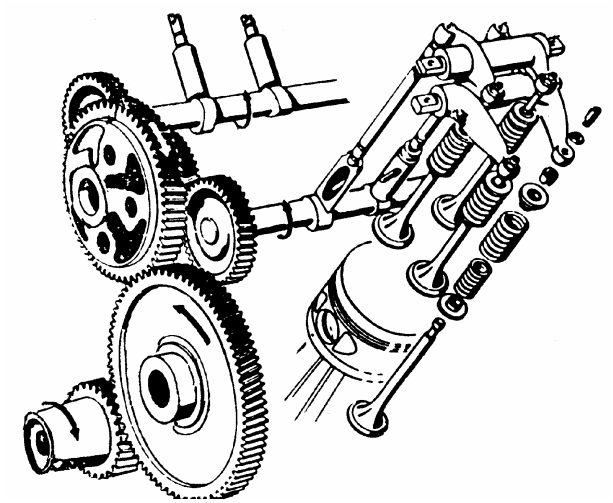


*Рисунок 3.113 – Механізм газорозподілу двигуна МВ-873*

Однак при нижньому розташуванні розподільного вала збільшується маса елементів привода, що рухаються зворотно-поступально. З метою зниження маси цих елементів штанги виконують порожнистими із легких сплавів, а в торці запресовують сталеві наконечники. При зниженні маси особлива увага повинна бути приділена жорсткості привода, оскільки під впливом сил, що діють в газорозподільному механізмі, можуть виникати

коливання, які приводять до некерованого руху клапанів. На двигуні МВ-873 жорсткість системи розподільний вал–штанга–коромисло складає:

для впуску – 6500 Н/м;

для випуску – 4350 Н/м.

Величина жорсткості системи залежить від частоти обертання й маси рухомих деталей.

Незважаючи на те, що таке конструктивне рішення дозволяє зменшити висоту головки, використовується воно тільки на двигунах з невисокою (відносно) частотою обертання колінчастого вала.

Верхнє розташування розподільного вала характерно для двигунів, що мають підвищену частоту обертання колінчастого вала.

Простіший та найкомпактніший механізм газорозподілу використаний на двигуні В-84 (рис.3.114). У цьому двигуні кулачкова шайба розподільного вала діє безпосередньо на плоску тарілку клапана. У даному випадку відсутні проміжні елементи, внаслідок чого зменшуються маси й сили інерції. Однак при натисненні на край тарілки з’являються перекіс клапана, згинальні напруги у стрижні, знос пари шток–напрямна. Тому для усунення цього недоліку на сучасних двигунах тарілка замінюється стаканом, що центрується по блоку, або передача до клапана здійснюється крізь важіль.

Механізм газорозподілу з верхнім розташуванням розподільного вала забезпечує стабільність фаз газорозподілу та усталену динаміку; він отримав найбільше поширення на швидкохідних форсованих дизелях НТМ.

Привід розподільного вала необхідно здійснювати із сторони відбору потужності, оскільки у даній зоні колінчастий вал має найменшу амплітуду коливань внаслідок наявності вузла крутильних коливань.

Частота обертання розподільного вала дорівнює частоті обертання колінчастого вала (двотактні двигуни) або у двічі менша (чотиритактні двигуни). Можливі схеми приводу розподільного вала зображені на рис.3.115.

Для зниження рівня шуму й підвищення плавності роботи циліндричні шестірні виконують косозубими, а конічні – з круговим зубом. Для сприймання осьових навантажень на розподільному валу виконують упорний підшипник.

Вигляд спереду Вигляд ззаду

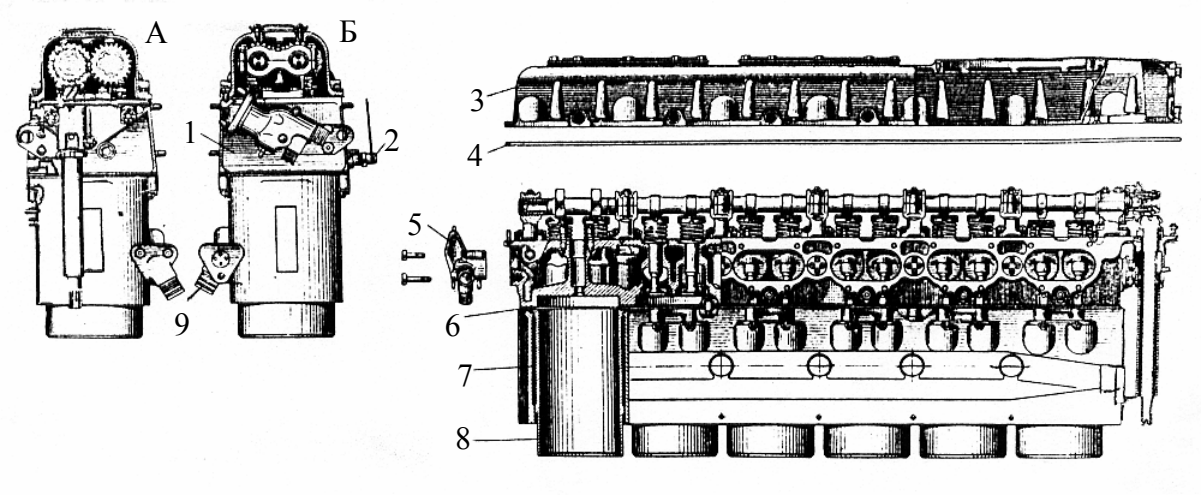



*Рисунок 3.114 – Механізм газорозподілу з верхнім розташуванням розподільного вала двигуна В-84:*

1 – головка блоку; 2 – пусковий клапан; 3 – кришка; 4 – ущільнювальна прокладка між головкою та кришкою; 5 – патрубок відведення охолоджувальної рідини із головки; 6 – ущільнювальна прокладка газового стику; 7 – рубашка циліндрів; 8 – гільза циліндра; 9 – патрубок підведення охолоджувальної рідини у рубашку циліндрів;
А – вигляд спереду; Б – вигляд ззаду

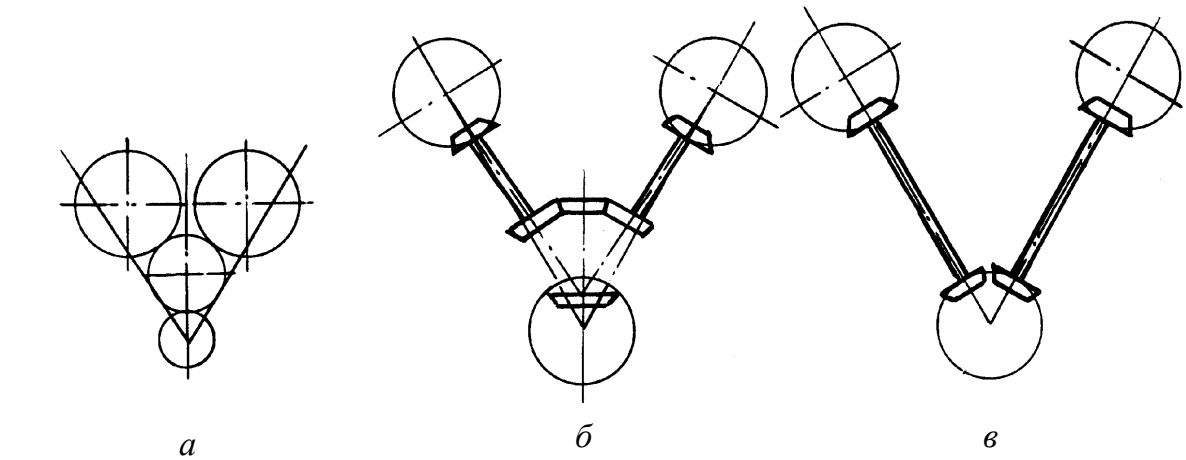



*Рисунок 3.115 – Привід розподільних валів V-подібних двигунів:*

*а* – з нижнім розташуванням розподільного вала; *б*, *в* – з верхнім розташуванням розподільного вала

Для точного регулювання фаз газорозподілу у передачі передбачають шліцьову втулку з дрібними шліцами, кількість яких є некратною кількості зубців у приводі.

Ланцюгові і ремінні передачі у приводах розподільних валів двигунів НТМ не використовуються через великі зусилля, які діють у передачах.

Розподільні вали двигунів НТМ виконуються у моноліті із кулачковими шайбами. Розташування кулачків визначається порядком роботи циліндрів і потрібними фазами відкриття та закриття клапанів.

Розподільний вал встановлюють на підшипниках ковзання, в осьовому напрямку він стримується, як йшлося вище, упорним підшипником. Для таких підшипників ковзання використовують свинцевисто-бронзові або алюмінієві сплави. Діаметр шийок розподільного вала вибирається за умов отримання потрібної жорсткості й складає $d_{р.в} = (0{,}20…0{,}26)\cdot D$.

Розподільний вал часто встановлюють у розточки блоку циліндрів. В такому разі з метою забезпечення збирання діаметр розточок більше описаного круга біля профілю кулачків.

Враховуючи, що кулачки розподільного вала витримують високий контактний тиск, вал виконується штампуванням із високолегованих сталей типу 12ХН3А, 18Х2Н4МА, електрошлакового переплаву з подальшим цементуванням на глибину 1,3…1,7 мм із забезпеченням твердості поверхневого шару $HRC_э \geq 59$, серцевини $HRC_э$ 33…40. Чистота поверхні кулачка повинна бути не нижче $\sqrt{}^{0,32}$. Для підвищення контактної міцності кулачки підлягають алмазному вигладжуванню. Звичайно кулачки додатково перевіряють на відсутність шліфувальних опіків. При цьому сліди від травлення на робочій поверхні кулачків не допускаються.

*Механізм передачі* руху від кулачкових шайб до клапанів включає штанги та коромисла. Він забезпечує розвантаження клапанів від впливу бокових сил, регулювання зазорів, безпосереднє управління клапанами. Типова конструкція механізму передачі руху до клапанів показана на рис.3.116.

Коромисла 2 та 4 виготовлені з легованої сталі. У нижньому коромислі 2 встановлені ролик і сферичний штовхач. Штанга 3 виконана з порожнистої труби, у верхній та нижній частинах якої установлені наконечники з цементованою поверхнею. Зусилля від верхнього коромисла 4 передається на штовхач 5, який одночасно діє на обидва клапани 6.

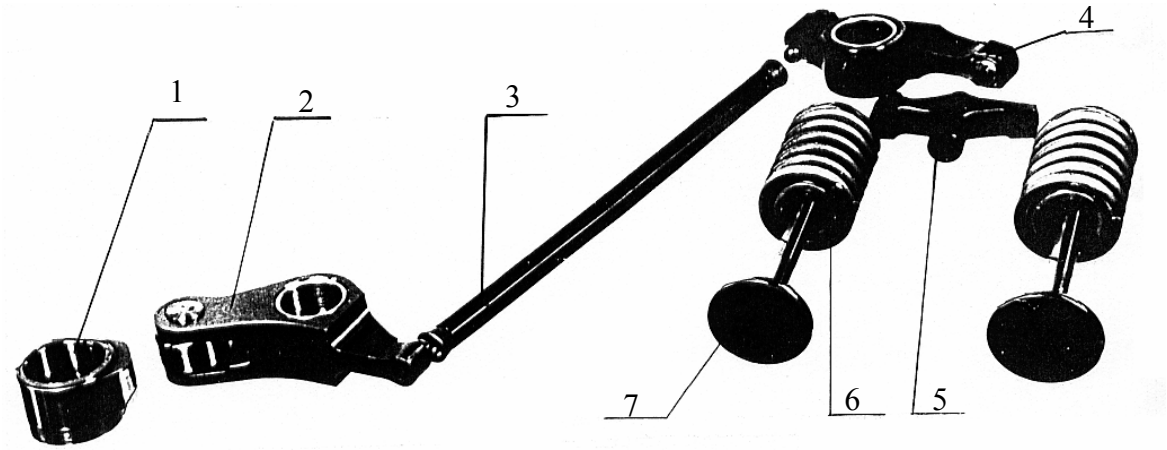



*Рисунок 3.116 – Механізм приводу клапанів двигуна 1ЧН15/16 з нижнім розташуванням розподільного вала:*

1 – кулачкова шайба; 2 – коромисло; 3 – штанга; 4 – коромисло; 5 – штовхач; 6 – пружина; 7 – клапан

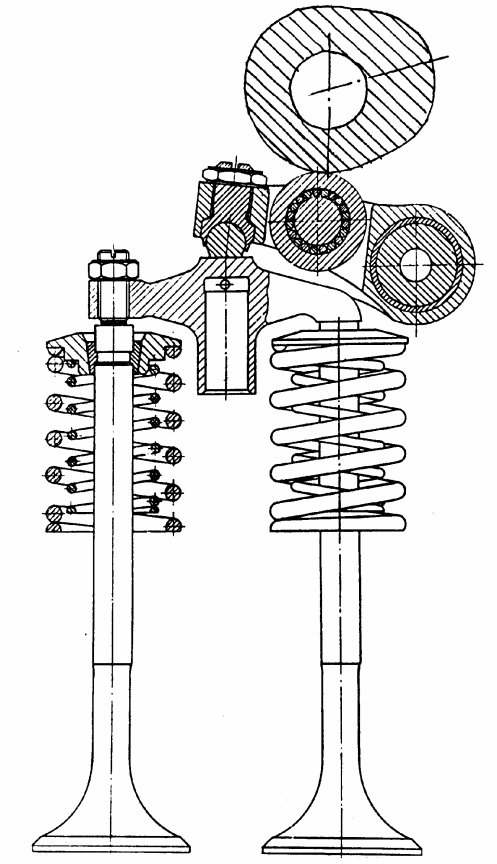


*Рисунок 3.117 – Механізм приводу клапанів двигуна 12ЧН15/16 із верхнім розташуванням клапанів*

Конструкція механізму приводу клапанів із верхнім розташуванням розподільного вала й додатковим штовхачем показана на рис.3.117.

### 3.7.2. Клапани

Клапани служать для відкриття й закриття впускних та випускних отворів. Відкриваються вони під дією розподільного вала (кулачків), закриваються – під дією пружин. При посадці на сідло клапан самоцентрується завдяки конічній формі опорної поверхні.

Клапан складається із головки (тарілки) та штока.

Умови роботи клапанів, особливо випускних, надто важкі. Поверхня тарілки омивається гарячи-

ми газами, температура яких при випуску складає 900…1100 °С, а тиск 0,5…0,7 МПа. Швидкість потоку газу за цих умов перевищує критичну. В цей період із циліндра вилучається основна доля випускних газів; тому в цей момент клапан сприймає найбільшу кількість теплоти й найбільш схильний до хімічного та механічного впливу з боку потоку газів. З цієї причини температура головки клапана підвищується до 600…800 °С. Впускний клапан працює у більш сприятливих умовах, оскільки періодично омивається свіжим повітрям; температура його головки не перевищує 400 °С.

За таких умов клапани повинні витримувати дію значних зусиль з боку розподільних валів та пружин, переміщуватися у напрямних, забезпечувати повну герметичність закриття після посадки на сідла. Виконання таких умов можливе тільки при ефективному й рівномірному відведенні теплоти від клапана.

На роботу клапанів впливає ряд факторів:

- конструкція головки; нерівномірне розподілення мас металу у районі сідла та його охолодження викликає деформацію сідла та, як наслідок, прогоряння клапана;
- конструкція штоку; велике значення мають жорсткість, стабільність геометрії клапана у роботі, що безпосередньо впливає на тепловідведення від клапана;
- швидкість посадки клапана на сідло; аби запобігти розбиванню фаски клапана на сідлі зазначена швидкість не повинна перевищувати 0,6…1,0 м/с;
- обертання клапана навколо своєї осі у процесі роботи дозволяє забезпечити більш рівномірну температуру фаски;
- рівномірність відведення теплоти від клапана.

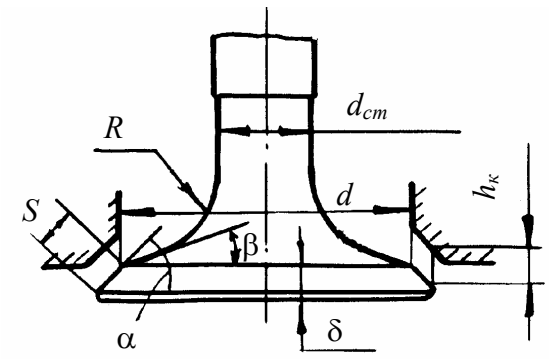



*Рисунок 3.118 – Основні конструктивні співвідношення елементів клапанів*

Усі ці фактори спричиняють дефекти клапанів, наприклад, прогар, обривання тарілки, поздовження, заїдання штоку у напрямний.

При конструюванні клапанів треба враховувати означені вище та інші режимні, технологічні, експлуатаційні фактори.

*Вибір розмірів клапана*

Розміри клапанних механізмів сучасних двигунів НТМ наведено у табл. 3.10.

Основним розміром, що визначає пропускну здатність клапана і впливає на параметри газообміну та насосні втрати, є діаметр клапанної тарілки $d$ (рис.3.118). Звичайно вказаний діаметр вибирають максимально можливим.

В головках з двома клапанами діаметр тарілки лежить у межах $0{,}32 \le d/D \le 0{,}44$.

Для головок з чотирма клапанами (перспективна тенденція) треба керуватися співвідношенням: $0{,}27 \le d/D \le 0{,}36$.

Клапани менших розмірів сприймають менші динамічні й термічні навантаження. Враховуючи, що випускні клапани в меншій мірі впливають на наповнення циліндрів, діаметр їхніх тарілок вибирають меншим за діаметр впускних клапанів, тобто виходять із співвідношення $0{,}75 \le d_{вип}/d_{вп} \le 1{,}0$.

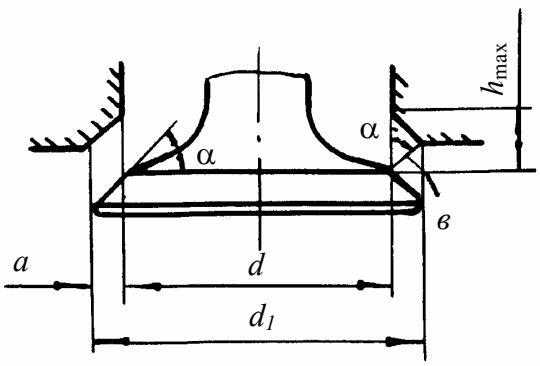



*Рисунок 3.119 – До визначення прохідного перерізу клапана*

*Хід клапана* $h_к$ визначає площу прохідного перерізу. Швидкість потоку в момент максимального відкриття впускного клапана може сягати 100 м/с. У випускних клапанах швидкість потоку газів може зрости на 15…20 %.

Величина прохідного перерізу у момент максимального підйому клапана $h_{max}$ (рис.3.119).

$$f = \pi \cdot \left( \frac{d + d_1}{2} \cdot b \right),$$

де $d_1 = d + 2a$;

$b = h_{max} \cos \alpha$;

$a = h_{max} \sin \alpha \cdot \cos \alpha$ .

Таблиця 3.10 – Основні характеристики клапанних механізмів

| Найменування параметрів | Двигуни | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | MB838Ca500 | MB833Ed500 | VT-8 | AVDS 1700-2A | B-84 | 12ЧН15/16 |
| Діаметр циліндра $D$, мм | 165 | 165 | 139,7 | 148 | 150 | 150 |
| Розташування розподільного вала | нижнє, 2 вали | нижнє, 2 вали | нижнє, 2 вали | верхнє | верхнє, 4 вали | верхнє, 2 вали |
| Наявність проміжних елементів | плоский штовхач, штанга, важіль (діє одночасно на 2 клапани) | | роликовий штовхач, коромисло, траверси | коромисло | відсутні | коромисло |
| Передаточне відношення у механізмі важеля | 1,85 | 1,75 | впуск – 1,23 випуск – 1,34 | впуск – 1,42 випуск – 1,46 | – | 1,766 |
| Кількість клапанів, в т.ч. впускних / випускних | 2 / 2 | 2 / 2 | 2 / 2 | 1 / 1 | 2 / 2 | 2 / 2 |
| Кількість клапанних пружин та їх навивання | 2 одного направлення | 2 зовнішня – права; внутрішня – ліва | 2 зовнішня – права; внутрішня – ліва | 2 зовнішня і внутрішня – права; | 2 зовнішня – права; внутрішня – ліва | 2 зовнішня – права; внутрішня – ліва |
| Діаметр впускного клапана $d_{вп}$, мм | 57 | 57 | 47,4 | 63,45 | 54 | 48 |
| Відношення $d_{вп}/D$ | 0,345 | 0,345 | 0,339 | 0,435 | 0,360 | 0,320 |
| Діаметр випускного клапана $d_{вип}$, мм | 54 | 54 | 47,4 | 55,65 | 50 | 48 |

Закінчення табл. 3.10

| Найменування параметрів | Двигуни | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | MB838Ca500 | MB833Ed500 | VT-8 | AVDS 1700-2A | B-84 | 12ЧН15/16 |
| Відношення діаметрів клапанів $d_{вип}$ / $d_{вп}$ | 0,935 | 0,935 | 1,000 | 0,876 | 0,925 | 1,000 |
| Хід клапана $h$, мм | 13 | 13 | 10,5 | 15 | 13 | 13 |
| Відношення максимального ходу до діаметра клапана $h_{max}$ / $d_{вп}$ | 0,228 | 0,228 | 0,222 | 0,236 | 0,240 | 0,271 |
| Діаметр стрижня клапана, мм | впуск – 13<br>випуск – 14 | 14 | 11,5 | впуск – 13<br>випуск – 15 | 18 | 12 |
| Максимальна швидкість посадки клапана, м/с | 1,2 | 1,2 | 2,0 | 1,97 | орієнтовно 1,5 | орієнтовно 1,5 |
| Кут фаски, град | 45 | 45 | 30 | 45 | 45 | 45 |
| Форма головки клапана (тарілки) | плоска | плоска | плоска | впуск – тюльпаноподібна;<br>випуск – випукла | впуск – плоска;<br>випуск – випукла | плоска |
| Охолодження клапана | відсутнє | випускний клапан | відсутнє | відсутнє | відсутнє | відсутнє |
| Примусове обертання клапана | відсутнє | передбачено на випускному клапані | відсутнє | передбачено | відсутнє | відсутнє |
| Наявність сідла | є | є | є | є | є | є |

Тоді

$$f_{\max} = \pi\left(\frac{d + d + 2h_{\max}\sin\alpha\cos\alpha}{2}\right)h_{\max}\cos\alpha =$$

$$= \pi\cdot\left(d\,h_{\max}\cos\alpha + h_{\max}^2\cos^2\alpha\sin\alpha\right).$$

Дослідимо значення цієї функції при різних $\alpha$ (0°; 30°; 45°):

$\alpha = 0°$ : $f_{\max} = d\,h_{\max}$;

$\alpha = 30°$ : $f_{\max} = 0{,}866\,d\,h_{\max} + 0{,}37\,h^2$;

$\alpha = 45°$ : $f_{\max} = 0{,}707\,d\,h_{\max} + 0{,}355\,h^2$.

Враховуючи, що максимальний хід клапана у виконаних конструкціях складає $h_{\max} = (0{,}18\ldots0{,}32)\cdot d$, зауважимо, що у наведених вище залежностях другі складові значно менші за перших.

Тоді

$$f_{\max}{}_{\alpha=0°} > f_{\max}{}_{\alpha=30} > f_{\max}{}_{\alpha=45°},$$

тобто клапани з опорною поверхнею у вигляді площини мають максимальний прохідний переріз. Внаслідок недостатнього ущільнення, відсутності центрування та інших недоліків указані клапани в теперішній час не застосовуються.

Максимальний підйом клапана $h_{\max}$ рекомендується визначати за умов рівних прохідних перерізів по фасці клапана й його горловині. При куті фаски 30° така умова виконується при $h_{\max} = 0{,}26\cdot d$, а при куті 45° – при $h_{\max} = 0{,}31\cdot d$. Практична границя $h_{\max}$ обмежується зростанням сил інерції.

*Ширина фаски клапана* визначає питомий тиск

$$K = \frac{P}{F\cdot\cos\alpha},$$

де $P$ – сила, що притискує клапан до сідла; $F = \pi\left(\frac{d + d_1}{2}\right)S$ – площа поверхні фаски.

Межа такого тиску у виконаних конструкціях складає 20…30 МПа, а ширина фаски $S = (0{,}05…0{,}12)\cdot d$.

При незмінних $P$, $F$ зміна питомого тиску у парі клапан–сідло підкорятиметься косинусоїдальному закону. На рис.3.120 наведено залежності змін прохідних перерізів і питомих тисків при варіюванні кутом фаски клапана. При куті фаски, наприклад, $\alpha = 30°$. питомий тиск приблизно на 20 % менше, ніж у клапанів з кутом 45°. При цьому суттєво збільшуються і максимальні прохідні перерізи $f_{max}$ при куті 30° у порівнянні з кутом 45°.

Недоліком клапанів із $\alpha = 30°$ є збільшений діаметр тарілки клапану, гірше його центрування у сідлі. Тому кут фаски $\alpha = 30°$ застосовується головним чином на впускних клапанах, а кут фаски $\alpha = 45°$ – на випускних.

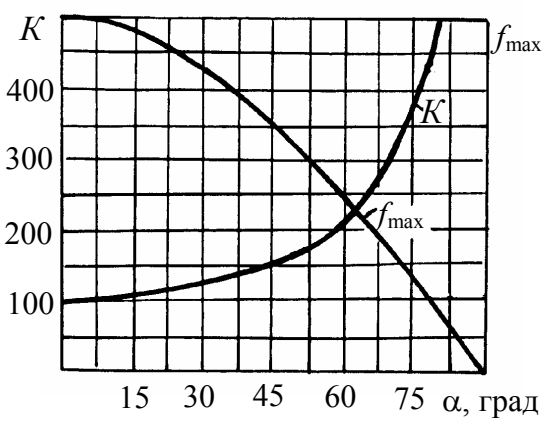



*Рисунок 3.120 – Залежність прохідних перерізів і питомих тисків від кута фаски клапана*

Для зменшення зносу фасок їх наплавляють твердим сплавом типу ВЗК (на кобальтовій основі) або сормайт (на залізній основі) завтовшки 1,5…2,5 мм.

Кут конічної поверхні, що сполучає фаску клапана з галтеллю, та радіус галтелі визначають аеродинамічні умови безвідривного руху потоку (повітря, газів) та його швидкість. Звичайно вказані розміри обирають у таких межах: $\beta = 10…30°$; $R = (0{,}3…0{,}5)\cdot d$.

Товщина головки повинна бути у межах $\delta = (0{,}08…0{,}12)\cdot d$. Для клапанів з наплавкою головку роблять товще для усунення розтріскування наплавленого шару при деформації тарілки.

Форма головки клапана повинна відповідати своєму призначенню (рис.3.121). Плоскі й угнуті головки застосовують для впускних клапанів, випуклі та з охолодженням – для випускних.

Діаметр стрижня клапана залежить від схеми приводу клапанів та рівня форсування двигуна. При безпосередньому приводі клапана та значних бокових зусиллях $d_{ст} = (0{,}25…0{,}40)\cdot d$, а у випадку приводу крізь штовхач $d_{ст} = (0{,}15…0{,}25)\cdot d$.

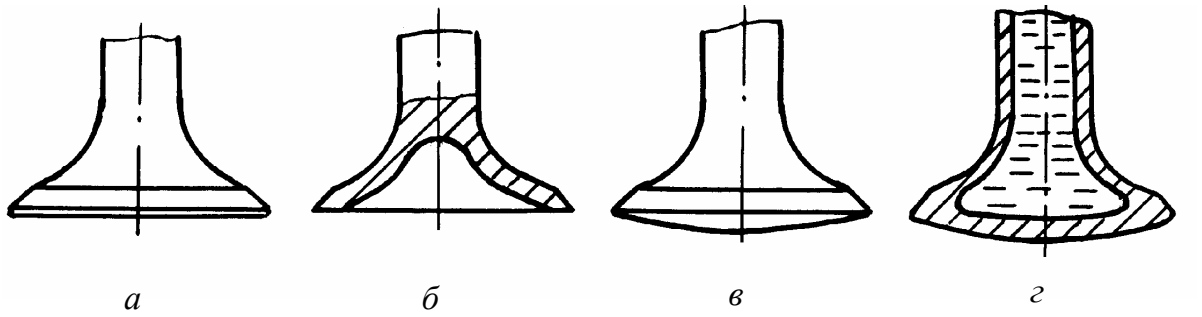



*Рисунок 3.121 – Форми головок клапанів:*
*а* – плоска; *б* – угнута (тюльпанчикова); *в* – випукла;
*г* – випукла з охолодженням натрієм

При збільшенні рівня форсування двигуна діаметр стрижня збільшується для поліпшення відведення теплоти від клапана.

Довжина стрижня клапана повинна забезпечити як відведення теплоти, так і сприйняття бокових зусиль, розташування та центрування пружин, кріплення дисків пружин. Треба намагатися скоротити довжину стрижня, яка у виконаних конструкціях лежить у межах (2,5…3,5) *d*.

Торець стрижня, по якому вдаряє штовхач або коромисло, виконується сферичним. На цей кінець стрижня приварюють накладку із багатовуглецевої сталі й закаляють її на твердість $HRC_э \geq 50$.

На кінці стрижня закріплено диск пружини. При діянні кулачкової шайби безпосередньо на диск останній укручується у стрижень клапана та фіксується замком (рис.3.122, а). Якщо клапан приводиться за допомогою штовхача або коромисла, пружини з'єднуються з клапаном за допомогою замків (рис.3.122, б, в, г).

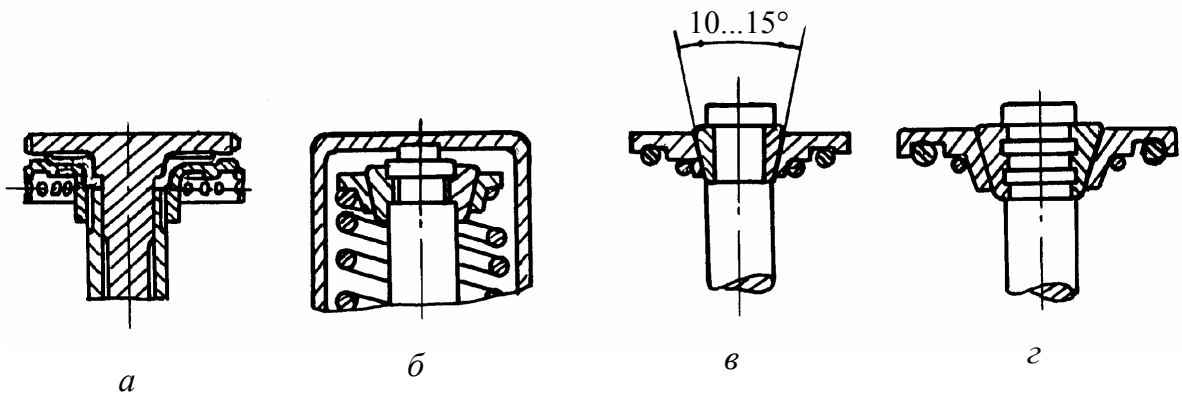



*Рисунок 3.122 – Форми замків клапана*

Замок – це конус, виконаний під кутом 10…15°, що розрізається на дві частини й установлюється на виточці верхньої зони клапана. Найпоширеніша конструкція наведена на рис.3.122, в, як найпростіша у виготовленні й така, що забезпечує максимальну площу контакту в сполученні замок–клапан. Для усунення прихвачування тарілки та замка останній вкривається міддю.

Обертання клапана у конструкціях із стаканом (рис.3.122, б) забезпечується позацентровим навантаженням, а в конструкціях без стакана – випадковим сполученням діючих сил.

Напрямна стрижня клапана має діаметр $d_{напр} = (1{,}1…1{,}5)\ d_{стриж}$. Зазор між стрижнем та напрямною втулкою складає $(0{,}001…0{,}006)\ d_{стриж}$. На форсованих двигунах $(0{,}0100…0{,}0125)\ d_{стриж}$.

Характерна конструкція складеного клапана сучасного форсованого двигуна показана на рис.3.123. Клапан 1 виконаний із високолегованої сталі 45Х14Н14В2М із штампованої заготовки. Напрямна клапана азотована. Фаска 2 наплавлена сплавом ЕП616 або В3К На торці клапана приварена накладка 3 із сталі 45, яка загартовується ТВЧ на твердість $HRC_э \geq 50$. Після загартування поверхня клапана під сухарі зміцнюється накаткою.

Кут фаски (сумарний, коли $2\alpha = 91°$, що на 1° перевищує відповідний кут на сідлі й забезпечує контакт по зовнішній кромці сідла.

### 3.7.3. Пружина клапана

Пружини клапанів повинні задовольняти таким вимогам:

- забезпечувати ущільнену посадку клапана на фаску сідла й неможливість мимовільного відкриття випускного клапана у період пуску;
- не допускати розриву у будь-якому місці кінематичного ланцюга у період дії негативних прискорень;
- мати високу міцність від утоми й достатній вібробезпечний запас.

На двигунах НТМ звичайно встановлюють дві пружини (табл.3.6) – зовнішню і внутрішню, які мають різні напрямки навивання з метою запобігання аварії при руйнуванні однієї з них. Внутрішня пружина, що має більшу кривизну витків, має й більші напруги, ніж зовнішня; зусилля зовнішньої пружини складають таким чином 60…70 % від сумарного зусилля.

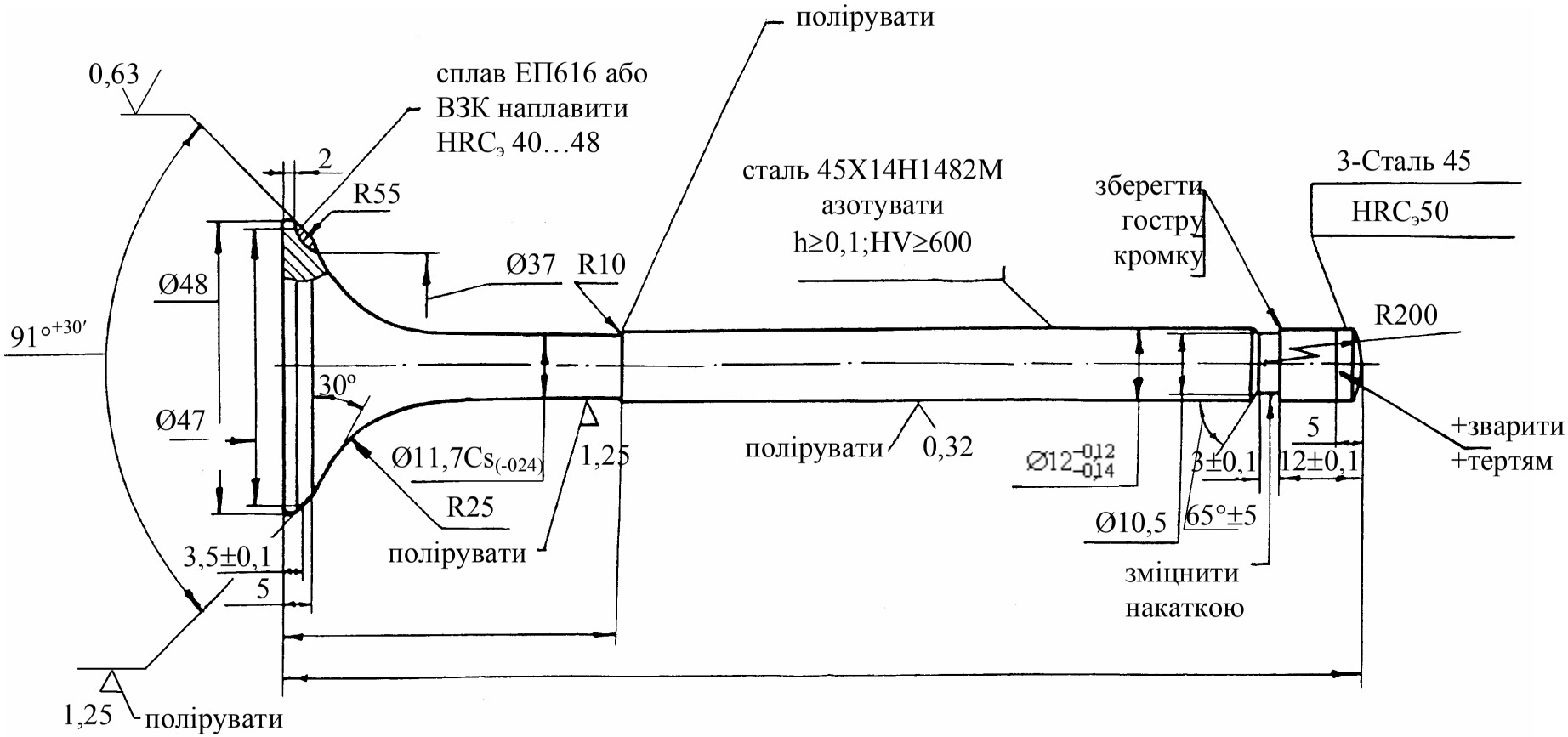



*Рисунок 3.123 – Клапан двигуна НТМ*

Пружини центруються з метою усунення зіткнення їх витків у роботі. Товщина опорного витка повинна бути не менше 0,25 діаметра дроту.

Матеріалом для клапанних пружин служить високоякісна проволока, виконана із сталі 51ХФА. Для підвищення міцності від утоми пружини обдувають сталевими дробинами, а для усунення корозії пружини вкривають лаками.

Для запобігання вібрацій пружини іноді виконують з перемінним кроком. Більший ефект при гасінні вібрацій пружини досягається при заповненні порожнини головки циліндрів, де працюють пружини, маслом. У даному випадку масло відіграє роль гасителя коливань (застосовується на двигунах типу СМД).

### 3.7.4. Регулювання клапанного механізму

Ущільнене закриття клапанів можливе тільки у тому випадку, коли між клапаном і деталлю, що передає на нього зусилля, є гарантований зазор. Регулювальний зазор (або зазор для компенсації теплового розширення деталей на працюючому двигуні) складає $\Delta = (0{,}03 \ldots 0.05)$ мм. У двигуні передбачаються компенсатори зазорів; до компенсаторів відносяться: регулювальні гвинти; тарілки, які вкручуються в стрижень клапана та ін. Тепловий зазор установлюють поміж круговою зоною кулачкової шайби (або штовхача) й клапаном.

Наявність зазорів (особливо збільшених) негативно впливає на роботу механізму газорозподілу, викликаючи стук (удари), підвищений знос поверхонь, що стикаються, а також знос сідла клапана. З метою усунення шкідливого впливу зазорів у швидкохідних двигунах іноді застосовують гідравлічні штовхачі, що автоматично вибирають зазори у клапанному механізмі. Такий штовхач наведено на рис.3.124.

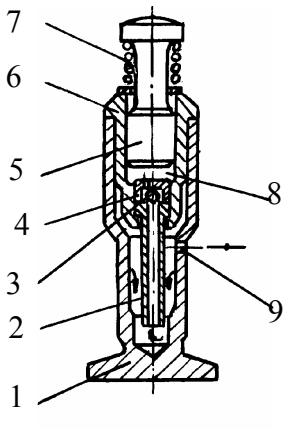



*Рисунок 3.124 – Гідравлічний штовхач*

У корпус 1 запресована гільза 6 , в якій переміщується плунжер 5; він постійно притискується пружиною 7 до клапана. Плунжер у робочому стані утримується тиском масла у порожнині 8.

Після здійснення робочого ходу витікання масла із порожнини 8 компенсується подачею свіжого масла крізь отвір 9, трубку 2 та клапан 3. Гідравлічні штовхачі працюють надійно тільки при застосуванні чистого масла, що зберігає постійну в'язкість; саме тому означена конструкція штовхача не одержала широкого розповсюдження.

### 3.7.5. Кінематика і динаміка клапанного привода

Для забезпечення найбільшого значення часу відкриття клапанів бажано, щоб вони можливо швидше відкривалися чи закривалися. Моменти відкриття й закриття клапанів визначаються у кутах повороту колінчастого вала й називаються фазами газорозподілу. Впускні й випускні клапани відкриваються з деяким випередженням або запізненням відносно відповідних мертвих точок. Типова діаграма фаз газорозподілу показана на рис.3.125.

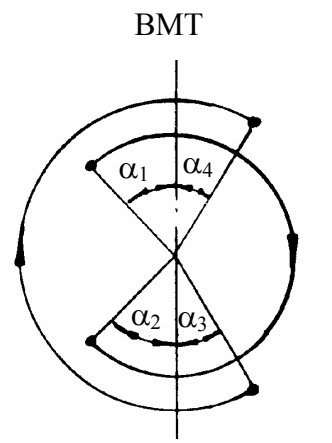



*Рисунок 3.125 – Діаграма фаз газорозподілу*

Впускний клапан відкривається звичайно з випередженням $\alpha_1$ = 10…30 град. до ВМТ з тим, щоб забезпечити прохідний переріз до моменту надходження свіжого заряду у циліндр. Закривається впускний клапан із запізненням $\alpha_2$ = 30…90 град. після НМТ, що дозволяє використати інерційний напір повітря та поліпшити наповнення циліндра. Тривалість відкриття або кут діяння впускного клапана, град.

$$\phi_{вп} = \alpha_1 + 180 \text{ град.} + \alpha_2 . \qquad (3.73)$$

Випускний клапан відкривається з випередженням $\alpha_3$ = 40…80 град. до НМТ, коли тиск у циліндрі складає 0,3…0,5 МПа, та закривається із запізненням $\alpha_4$ = 10…40 град. Тривалість відкриття випускного клапана складає, град.:

$$\phi_{вип} = \alpha_3 + 180 \text{ град.} + \alpha_4 , \qquad (3.74)$$

*Термін, під час якого відкриті впускні й випускні клапани, називається перекриттям клапанів*; його обчислюють так:

$$\phi_{пер_{ВМТ}} = \alpha_1 + \alpha_4 ; \qquad (3.75)$$

$$\phi_{\text{пер}_{\text{НМТ}}} = \alpha_2 + \alpha_3 \ . \qquad (3.76)$$

Термін перекриття клапанів у зоні ВМТ ($\phi_{\text{пер.ВМТ}}$) називають ще *терміном продувки*, яка сприяє охолодженню поршнів і випускного клапана.

Про ефективність роботи клапанного механізму судять не тільки по часу відкриття, але й по величині відкритого перерізу. У комплексі цей показник оцінюється параметром "час-переріз" (рис.3.126):

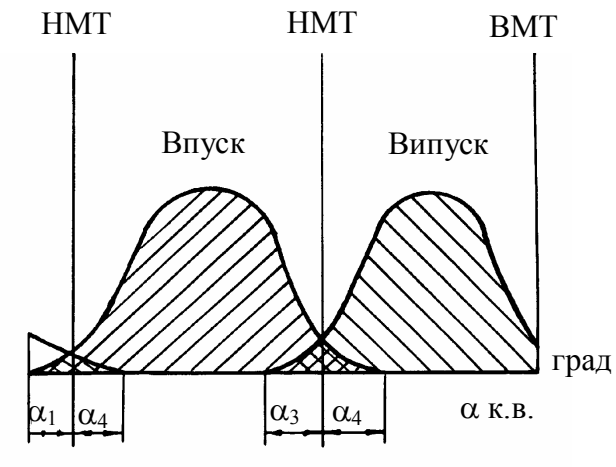



*Рисунок 3.126 – Діаграма "час-переріз" клапанів*

$$F = \int_{\alpha_{\text{відкр}}}^{\alpha_{\text{закр}}} f \cdot d\alpha \qquad (3.77)$$

або

$$F = \int_{\tau_{\text{відкр}}}^{\tau_{\text{закр}}} f \cdot d\tau \ . \qquad (3.78)$$

Із рис.3.126 залежностей (3.77) та (3.78) бачимо, що "час-переріз" може зрівнятися з площею прямокутника, але при цьому криві підйому та посадки клапана повинні бути вертикальними. Це викликає різке збільшення швидкостей та прискорень і ускладнює створення працездатного механізму. Розробник повинен вибирати компромісні рішення, що забезпечують отримання прийнятних "час-перерізів" при допустимих навантаженнях у клапанному механізмі.

*Види кулачкових шайб*

Закон руху клапана визначається кулачковою шайбою. Можливі два способи побудови її профілю:

- вибір оптимального профілю кулачка, за яким визначають закони руху клапана;
- вибір закону руху клапана, за яким будують профіль кулачка.

Останній спосіб знайшов широке застосування.

У сучасних двигунах НТМ застосовують такі форми кулачків:

- з випуклим профілем (випуклі);
- з увігнутим профілем (найчастіше параболічні);

- з тангенціальним профілем (тангенціальні);
- з профілем, що забезпечує безударну роботу механізму газорозподілу (безударні).

Випуклі та безударні кулачки звичайно застосовують із грибовидними штовхачами, а увігнуті й тангенціальні – з роликовими.

Перші три типи кулачків проектують за першим способом – вибирають оптимальний його профіль, а безударні кулачки – за другим (вибирають раціональний закон руху клапана).

Види кулачків та кінематичні характеристики руху кулачків показані на рис.3.127 та 3.128.

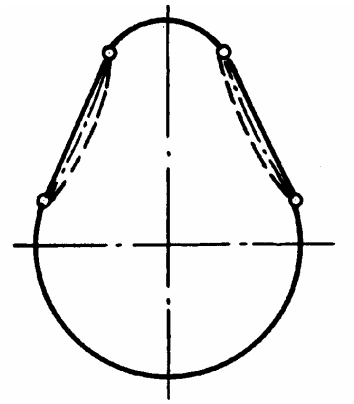


*Рисунок 3.127 – Профілі кулачків:*
——— випуклий;
– – – – увігнутий;
—·— тангенціальний

В загальному випадку можна виділити три періоди руху клапанів:

*перший* – від початку руху до досягнення максимальної швидкості; при цьому клапан прискорено підіймається; зусилля пружини та сили інерції притискують клапан до кулачка;

*другий* характерний зниженням швидкості й зміною знаку прискорення, коли клапан намагається відірватися від кулачка; кінематичний зв'язок клапана з кулачком забезпечується тільки зусиллям пружини;

*третій* – клапан повністю відкритий, його швидкість та прискорення дорівнюються нулю (витримка клапана); часто цей період у виконаних конструкціях відсутній.

При подальшому русі клапана означені періоди повторюються у зворотній послідовності.

*Побудова профілю кулачка*

Основними параметрами, що визначають профіль кулачка, є його максимальний підйом та кут діяння (фази газорозподілу).

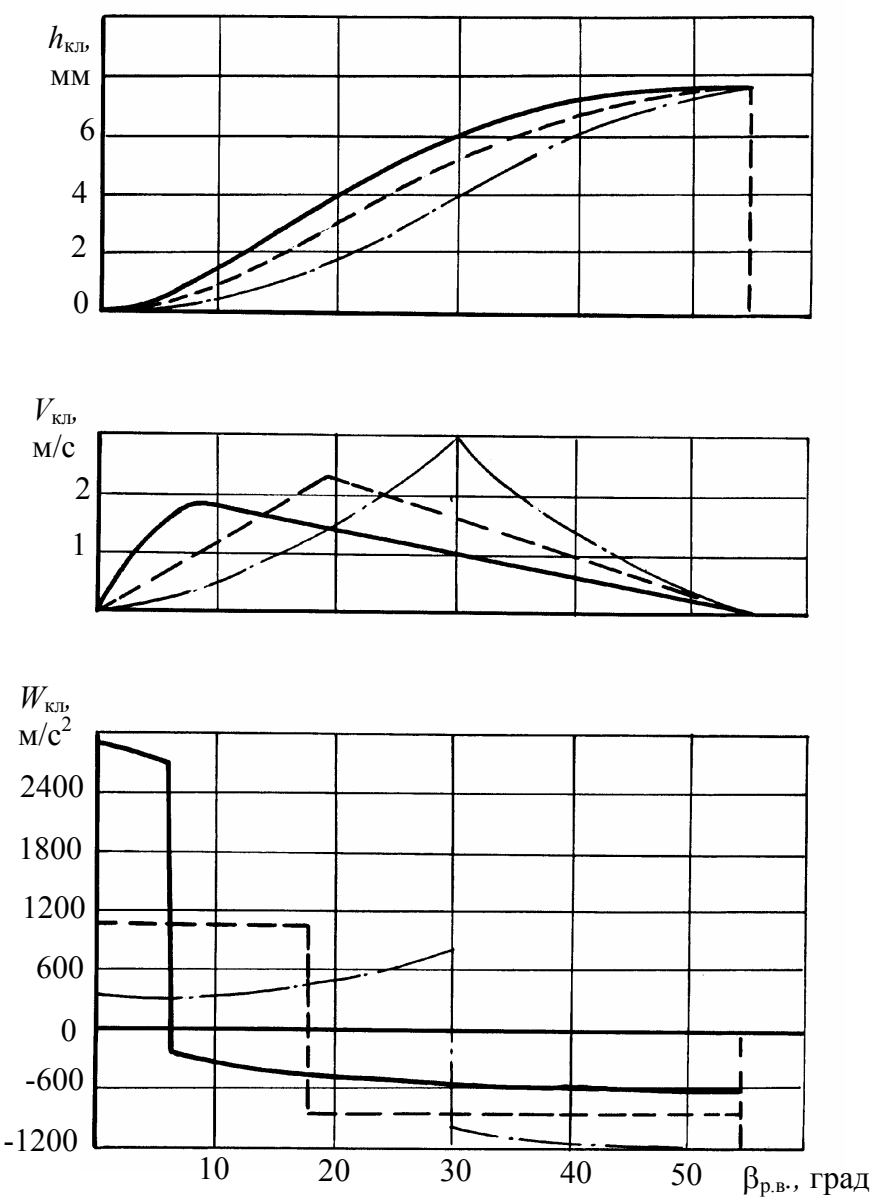



*Рисунок 3.128 – Кінематичні характеристики кулачків різних профілів:*
——— випуклий; – – – – увігнутий; —·— тангенціальний

Проектування кулачка починають з вибору початкового круга. Діаметр його

$$d_0 = (1{,}3\ldots1{,}5)\cdot d_{р.в}$$

або

$$d_0 = d_{р.в} + (3\ldots7)\ \text{мм}, \qquad (3.79)$$

де $d_{р.в}$ – діаметр розподільного вала.

Для забезпечення температурного зазору у механізмі дійсний діаметр початкового круга виконують меншим на величину теплового зазору, тобто призначають

$$D_{\text{г}} = d_0 - 2\Delta\,, \tag{3.80}$$

де $\Delta$ – тепловий зазор.

Потім визначають кут діяння кулачка, відкладаючи вправо та вліво від осі симетрії кут $\delta/2$. В чотиритактних двигунах кут $\delta = \phi/2$, а у двотактних $\delta = \phi$; тут $\delta$ – кут діяння кулачка. Точки перетину сторін кута $\delta$ з початковим кругом відповідають початку відкриття й кінця закриття клапана.

Радіус у вершині кулачка залежить від інших радіусів сполучення, але повинен бути не менше 2 мм.

Розглянемо спосіб побудови геометрії кулачка на прикладі випуклого профілю (рис.3.129).

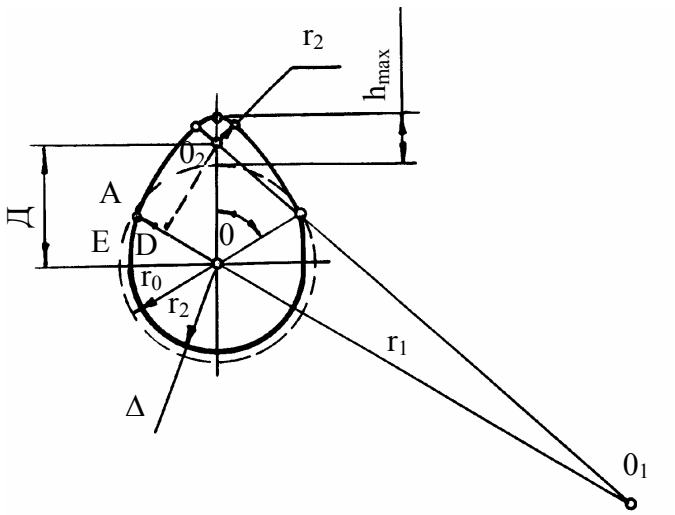



*Рисунок 3.129 – Побудова кулачка із випуклим профілем*

При побудові кулачка, що виконаний трьома дугами кругів, застосовують такий порядок побудови:

- радіусом $r_0$ проводять початковий круг (– – –);
- по осі симетрії кулачка ОС початкового круга відкладають хід клапана $h_{\max}$;
- від осі симетрії вправо та вліво відкладають кут діяння кулачка $\delta/2$;
- обирають величину радіуса $r_2$, який повинен бути меншим за $r_0$ на 2 мм (як мінімум). Для отримання найменших розмірів пружини повинно виконуватися рівняння:

$$r_{2_{\max}} = r_0 - h_{\max}\,, \tag{3.81}$$

а значення більшого радіуса повинно бути в межах:

$$r_1 = (10\ldots18)\cdot h_{\max}\,. \tag{3.82}$$

Однак при обраному значенні $r_2$ радіус $r_1$ не повинен бути довільним, він визначається із прямокутного трикутника $O_1O_2D$:

$$O_1O_2^2 = O_2D^2 + O_1D^2,$$

де $O_1O_2 = r_1 - r_2$;

$O_2D = OO_2 \cdot \sin \delta/2 = (r_0 + h - r_2) \cdot \sin \delta/2$;

$O_1D = O_1A - AO + OD = r_1 - r_0 + (r_0 + h - r_2) \cdot \cos \delta/2$.

Позначимо: $r_0 + h - r_2 = D$.

Тоді

$$(r_1 - r_2)^2 = [(r_0 + h - r_2) \cdot \sin \delta/2]^2 + [r_1 - r_0 + (r_0 + h - r_2) \cdot \cos \delta/2]^2,$$

або

$$(r_1 - r_2)^2 = (D \cdot \sin \delta/2)^2 + (r_1 - r_0 + D \cdot \cos \delta/2)^2.$$

Із цього маємо:

$$r_1 = \frac{D^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2 \cdot D \cdot r_0 \cdot \cos \delta/2}{2 \cdot (r_0 - r_2 - D \cdot \cos \delta/2)}. \qquad (3.83)$$

Аналогічно при обраному значенні радіуса $r_1$

$$r_2 = \frac{(r_0 + h_{max})^2 + (r_1 - r_0)^2 - r_1^2 + 2 \cdot (r_0 + h_{max}) \cdot (r_1 - r_0) \cdot \cos \delta/2}{2 \cdot [r_0 + h_{max} + (r_1 - r_0) \cdot \cos \delta/2 - r_1]}. \qquad (3.84)$$

Радіус $r_2$ з'єднують із радіусом $r_1$ на кривій (дуга) АЕ спіраллю або параболою.

Профіль кулачка, показаний на рис.3.129, побудований першим способом, тобто обраний оптимальний профіль кулачка.

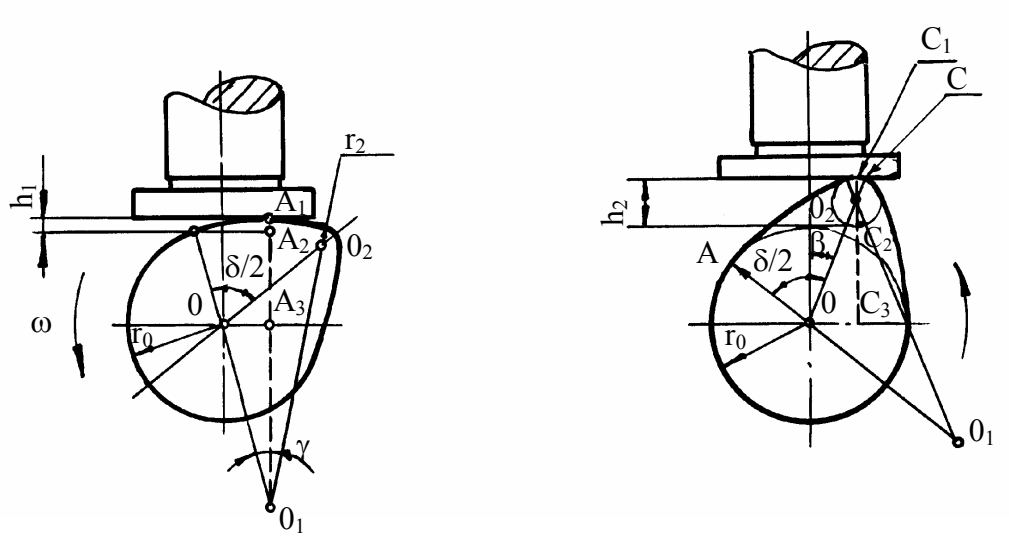
За даним профілем може бути визначена кінематика руху клапана.

*Кінематика руху клапана з плоским штовхачем та кулачком з випуклим профілем*

Переміщення плоского штовхача по випуклому профілю кулачка визначаються тим профілем кулачка, який у даний момент знаходиться під штовхачем.

Хід клапана на *першій ділянці* профілю (рис.3.130, а):

$$h_1 = A_1A_2 = A_1O_1 - (A_2A_3 + A_3O_1),$$




*а* *б*

*Рисунок 3.130 – Визначення кінематики штовхача із випуклим профілем кулачка:*
*а* – на першій ділянці профілю; *б* – на другій ділянці профілю

де $A_1O_1 = r_1$; $A_2A_3 = r_0$; $A_3O_1 = OO_1\cos\gamma = (r_1 - r_0)\cos\gamma$.

Підставляючи значення відрізків, отримуємо

$$h_1 = r_1 - [r_0 + (r_1 - r_0)\cdot\cos\gamma]$$

або, після перетворень:

$$h_1 = (r_1 - r_0)\cdot(1 - \cos\gamma). \qquad (3.85)$$

Максимальний кут першої дільниці профілю, визначений із трикутника $OO_1O_2$

$$\frac{\sin\gamma_{max}}{\sin(180 - \delta/2)} = \frac{OO_2}{O_1O_2} = \frac{D}{r_1 - r_2},$$

звідки

$$\sin\gamma_{max} = \sin\delta/2 \cdot \frac{D}{r_1 - r_2}. \qquad (3.86)$$

У зв'язку з тим, що кулачок діє на тарілку клапана, необхідно визначити її діаметр. Найбільша відстань лінії контакту від осі обертання кулачка буде досягатися у момент переходу її з першої дільниці до другої, тобто

у момент досягнення $\gamma_{max}$ (рис.3.131). Відстань O′B визначиться з трикутника $OO_1B_1$:

$$O'B = OB_1 \cdot \sin \gamma_{max} = (r_1 - r_0) \cdot \sin \gamma_{max}.$$

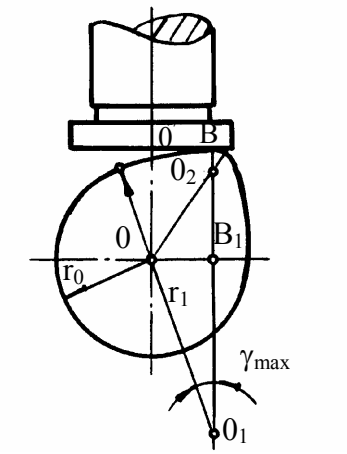



*Рисунок 3.131 – Визначення мінімального радіуса тарілки*

Підставляючи $\gamma_{max}$ із (3.86), маємо:

$$O'B = \frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} \cdot D \cdot \sin \delta/2. \qquad (3.87)$$

Хід штовхача на *другій дільниці* профілю (рис.3.130, б)

$$h_2 = C_1C_2 = C_1C_2 + O_2C_3 - C_2C_3 = $$
$$= r_2 + D \cos \beta - r_0. \qquad (3.88)$$

Швидкості штовхача на першій та другій дільницях профілю визначаються диференціюванням за часом із виразів (3.85) та (3.88):

$$V_1 = \omega_p (r_1 - r_0) \sin \alpha; \qquad (3.89)$$

$$V_2 = \omega_p \cdot D \cdot \sin \beta. \qquad (3.90)$$

Прискорення штовхача

$$W_1 = \omega_p^2 (r_1 - r_0) \cos \alpha; \qquad (3.91)$$

$$W_2 = \omega_p^2 D \cos \beta, \qquad (3.92)$$

де $\omega_p$ – кутова частота обертання розподільного вала.

Найбільшими прискорення будуть:

при $\alpha = 0$, коли $W_{1max} = \omega_p^2 \cdot (r_1 - r_0)$;

при $\beta = 0$, коли $W_{2max} = -\omega_p^2 \cdot D$.

*Кінематика руху клапана із кулачком з увігнутим профілем*

Кулачки з увігнутим профілем застосовуються обов'язково з роликовим штовхачем (рис.3.132).

Переміщення клапана на першій дільниці профілю

$$h_1 = OO_p' - (r_0 + r_p).$$

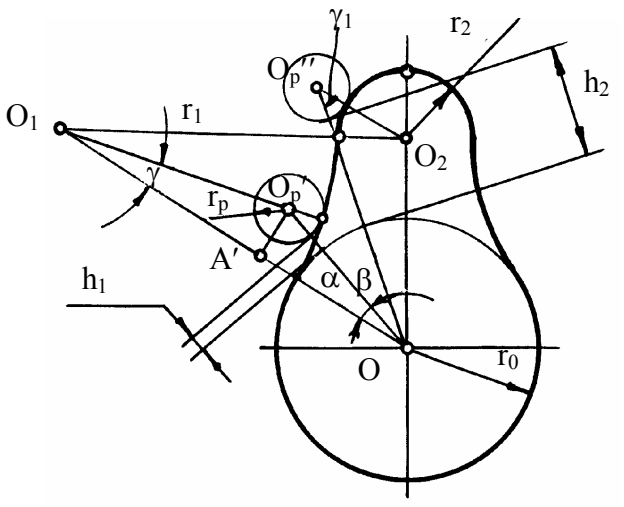



*Рисунок 3.132 – Визначення кінематики ролика з увігнутим профілем кулачка*

Із трикутників $O_1O_pA'$ знаходимо:

$$O_1O_p' \sin\gamma = OO_p' \cdot \sin\alpha.$$

Крім того, з тих же трикутників маємо:

$$(r_1 - r_p)\cdot\sin\gamma = OO_p'\cdot\sin\alpha,$$

або

$$r_1 + r_0 = OO_p'\cos\alpha + (r_1 - r_p)\cos\gamma.$$

Отримана система рівнянь

$$\begin{cases} (r_1 - r_p)\cdot\sin\gamma = OO_p'\cdot\sin\alpha; & (3.93)\\ r_1 + r_0 = OO_p'\cdot\cos\alpha + (r_1 - r_p)\cdot\cos\gamma. & (3.94) \end{cases}$$

Вирішуючи сумісно цю систему, знаходимо, що

$$\sin\gamma = \frac{OO_p'\cdot\sin\alpha}{r_1 - r_p};$$

$$1 - \cos^2\gamma = \frac{OO_p'\cdot\sin^2\alpha}{(r_1 - r_p)^2};$$

$$\cos\gamma = \sqrt{1 - \frac{(OO_p')^2\cdot\sin^2\alpha}{(r_1 - r_p)^2}}.$$

Підставляючи cos γ у рівняння(3.94), отримаємо:

$$r_1 + r_0 = OO_p'\cos\alpha + (r_1 - r_p)\sqrt{1 - \frac{(OO_p')^2\sin^2\alpha}{(r_1 - r_p)^2}}$$

або

$$r_1 + r_0 - OO_p'\cos\alpha = (r_1 - r_p)\sqrt{1 - \frac{(OO_p')^2\sin^2\alpha}{(r_1 - r_p)^2}}.$$

Піднесемо праві та ліві частини останнього виразу до квадрату:

$$(r_1 + r_0)^2 - 2 \cdot (r_1 + r_0) \cdot \mathrm{OO}'_\mathrm{p} \cdot \cos\alpha + (\mathrm{OO}'_\mathrm{p})^2 \cos^2\alpha =$$

$$= (r_1 - r_\mathrm{p})^2 \cdot \left[1 - \frac{(\mathrm{OO}'_\mathrm{p})^2 \cdot \sin^2\alpha}{(r_1 - r_\mathrm{p})^2}\right].$$

Після скорочень:

$$(r_1 + r_0)^2 - 2 \cdot (r_1 + r_0) \cdot \mathrm{OO}'_\mathrm{p} \cos\alpha + (\mathrm{OO}'_\mathrm{p})^2 \cos^2\alpha =$$

$$= (r_1 - r_\mathrm{p})^2 - (\mathrm{OO}'_\mathrm{p})^2 \sin^2\alpha$$

або

$$(\mathrm{OO}'_\mathrm{p})^2 - 2 \cdot (r_1 + r_0) \cdot \mathrm{OO}'_\mathrm{p} \cos\alpha + (r_1 + r_0)^2 - (r_1 - r_\mathrm{p})^2 = 0.$$

Отримано квадратне рівняння, рішення якого має вигляд:

$$\mathrm{OO}'_\mathrm{p} = (r_1 + r_0) \cdot \cos\alpha = (r_1 + r_0)\sqrt{\left(\frac{r_1 - r_\mathrm{p}}{r_1 + r_0}\right)^2 - \sin^2\alpha}\ .$$

Тоді хід клапана

$$h_1 = (r_1 + r_0) \cdot \left[\cos\alpha - \sqrt{\left(\frac{r_1 - r_\mathrm{p}}{r_1 + r_0}\right)^2 - \sin^2\alpha}\right] - (r_0 + r_\mathrm{p}). \qquad (3.95)$$

Відповідно швидкість та прискорення клапана

$$V = (r + r_0) \cdot \left(\frac{a \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - a^2 \cdot \sin 2\alpha}} - \sin\alpha\right) \cdot \omega; \qquad (3.96)$$

$$W = (r + r_0) \cdot \left(\frac{a \cdot \cos 2\alpha - a^2 \cdot \sin^2\alpha}{(1 - a^2 \cdot \sin 2\alpha)^{3/2}} - \cos\alpha\right) \cdot \omega^2, \qquad (3.97)$$

де $a = \dfrac{r_1 + r_0}{r_1 - r_\mathrm{p}}$.

На другій ділянці переміщення клапана

$$h_2 = \mathrm{OO}''_{\mathrm{p}} = (r_0 + r_{\mathrm{p}}).$$

Із трикутника $\mathrm{OO}''_{\mathrm{p}}\mathrm{O}_2$ маємо:

$$\mathrm{OO}''_{\mathrm{p}} = \mathrm{OO}_2 \cos\beta + \mathrm{O}'\mathrm{O}_2 \cos\gamma'$$

або

$$\mathrm{OO}''_{\mathrm{p}} = (r_0 + h_{\max} - r_2)\cdot\cos\beta + (r_2 + r_{\mathrm{p}})\cdot\cos\gamma'. \qquad (3.98)$$

Із двох трикутників знаходимо загальну висоту:

$$\mathrm{OO}_2 \cdot \sin\beta = \mathrm{O}''_{\mathrm{p}}\mathrm{O}_2 \sin\gamma',$$

або

$$(r_0 + h_{\max} - r_2)\cdot\sin\beta = (r_0 + r_{\mathrm{p}})\cdot\cos\gamma'. \qquad (3.99)$$

Сумісно вирішуючи рівняння (3.98) та (3.99), знаходимо:

$$h_2 = (r_0 + h_{\max} - r_2)\left(\cos\beta + \frac{1}{b}\sqrt{1 - b^2\sin^2\beta}\right) - (r_0 + r_{\mathrm{p}}). \qquad (3.100)$$

Відповідно швидкість і прискорення на другій дільниці:

$$V = (r_0 + h_{\max} - r_2)\cdot\left(\sin\beta + \frac{b\cdot\sin 2\beta}{2\cdot\sqrt{1 - b^2\cdot\sin^2\beta}}\right)\omega. \qquad (3.101)$$

$$W = (r_0 + h_{\max} - r_2)\cdot\left(\cos\beta + \frac{b\cdot\cos\beta + b^2\cdot\sin^4\beta}{(1 - b^2\cdot\sin^2\beta)^{3/2}}\right)\omega^2, \qquad (3.102)$$

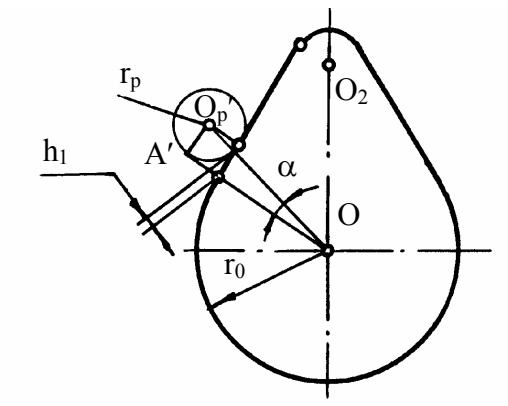



*Рисунок 3.133 – Визначення кінематики ролика з тангенціальним профілем кулачка*

де $b = \dfrac{r_0 + h_{\max} - r_2}{r_2 + r_{\mathrm{p}}}$.

При проектуванні приймають $r_{\mathrm{p}} = (0{,}8\ldots1{,}5)\cdot h_{\max}$.

*Кінематика руху клапана із кулачком з тангенціальним профілем*

Шлях ролика на першій дільниці профілю (рис.3.133)

$$h_1 = \mathrm{OO}'_{\mathrm{p}} - (r_0 + r_{\mathrm{p}}).$$

Із трикутника $\mathrm{A}'\mathrm{O}'_{\mathrm{p}}\mathrm{O}$ знаходимо:

$$OO'_{\text{р}} = \frac{r_0 + r_{\text{р}}}{\cos\alpha}.$$

Тоді

$$h_1 = (r_0 + r_{\text{р}}) \cdot \left( \frac{1}{\cos\alpha} - 1 \right). \qquad (3.103)$$

Відповідно швидкість та прискорення

$$V = (r_0 + r_{\text{р}})\, \omega \frac{\sin\alpha}{\cos^2\alpha}; \qquad (3.104)$$

$$W = (r_0 + r_{\text{р}})\, \omega^2 \frac{1 + \sin^2\alpha}{\cos^2\alpha}. \qquad (3.105)$$

Для другої дільниці закон руху ролика аналогічний раніш отриманому у розділі, в якому йшлося про увігнутий профіль кулачка, та визначається рівняннями (3.100), (3.101) та (3.102).

Завершуючи розгляд кінематики кулачків, зупинимося на оцінці різних профілів. Діаграми шляху, швидкості та прискорення для кулачків різних типів показані на рис.3.128.

Із цієї діаграми бачимо, що при будь-якому куті обертання розподільного вала найбільші підйоми клапана, отже й найбільший “час-переріз” – у випуклого кулачка. Інтенсивний підйом спочатку та у момент посадки клапана викликають збільшення швидкості та позитивних прискорень, що збільшує швидкість у момент посадки та удари штовхача об клапан. Разом з тим даний профіль забезпечує малі негативні прискорення й полегшує роботу пружин.

Увігнутий профіль також забезпечує добрий “час-переріз” при більш низьких позитивних прискореннях, хоча негативні прискорення дещо збільшуються у порівнянні з випуклим профілем.

Тангенціальний профіль – технологічний , простий у виготовленні. Однак він забезпечує найменший “час-переріз” і найбільші негативні прискорення.

Загальною для всіх трьох профілів кулачків є наявність стрибка прискорень у момент досягнення максимуму швидкості, що призводить до ударів у клапанному механізмі, розриву кінематичного ланцюга, повторних відскоків при посадці на сідло, пружних коливань системи та, як на-

слідок, до некерованого приводу. Тому у сучасних двигунах НТМ профілювання кулачків виконують за другим способом – за заданим законом руху клапана профілюють кулачок, який забезпечуватиме плавність кривої прискорення клапана.

*Безударні кулачки*

Профіль кулачка, що забезпечує рух клапана без розривів і стрибків прискорень, зветься безударним. Прикладом безударного профілю є профіль “polydyne” (полідайн), у якому закон переміщення (ходу) визначається поліномом. А крива прискорення близька до трапецеїдальної форми. Однак дана методика не враховує податливості всіх елементів. Створений в останній час профіль кулачка “multipolydyne” (мультіполідайн) не має вказаних недоліків.

Найбільше поширення отримав закон руху клапана, який визначається степеневим поліномом типу

$$h = h_{\max}\left[1 + C_2\left(\frac{\alpha}{\phi/2}\right)^2 + C_p\left(\frac{\alpha}{\phi/2}\right)^p + C_q\left(\frac{\alpha}{\phi/2}\right)^q + \right.$$

$$\left. + C_r\left(\frac{\alpha}{\phi/2}\right)^r + C_s\left(\frac{\alpha}{\phi/2}\right)^\gamma\right], \qquad (3.106)$$

де $\alpha$ – кут обертання кулачка, починаючи від вершини; $\phi$ – кут діяння клапана; $p$, $q$, $r$, $s$ – послідовні цілі числа, що підкорюються арифметичній прогресії; $C_2$, $C_p$, $C_q$, $C_r$, $C_s$ – постійні коефіцієнти:

$$C_2 = \frac{-p\cdot q\cdot r\cdot s}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)}; \quad C_p = \frac{2\cdot q\cdot r\cdot s}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)};$$

$$C_q = \frac{-2\cdot p\cdot r\cdot s}{(q-2)(q-p)(r-q)(s-q)}; \quad C_r = \frac{2\cdot p\cdot q\cdot s}{(r-2)(r-p)(r-q)(s-r)};$$

$$C_s = \frac{-2\cdot p\cdot q\cdot r}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)}.$$

Підбираючи різні знаменники арифметичної прогресії, можна отримати будь-який закон руху клапанів. З ростом знаменника цієї прогресії збільшується “час-переріз”, але ростуть значення прискорень.

Кінематичні характеристики руху клапана з кулачком безударного профілю ряду сучасних двигунів НТМ наведені на рис.3.134, з якого маємо:

- з метою забезпечення мінімальної швидкості при посадці клапану профілі висхідної та низхідної гілок характеристики швидкості повинні бути несиметричні (двигун МВ833);
- фактична швидкість посадки клапана не перевищує 0,2 м/с;
- фактичне значення позитивних прискорень не перевищує 1000 м/с$^2$, а негативних – 500 м/с$^2$.

Зрештою зробимо уточнення. При безпосередньому приводі клапанів від розподільного вала його кінематика однозначно визначається профілем кулачка. При наявності у передачі (приводі) додаткових елементів (важелів та коромисел) їх переміщення, швидкості й прискорення пов'язані співвідношеннями, що включають передаткові відношення важелю й коромисла.

### 3.7.6. Розрахунок деталей приводу механізму газорозподілу

Найбільш навантаженими деталями у механізмі газорозподілу є пружини, робочі профілі кулачків, сфери штовхачів та штанг.

Для їх розрахунків треба мати інформацію щодо сил, які діють у цьому механізмі.

На клапан діють такі сили: $P_{\text{г}}$ – сила тиску газів; $P_{\text{w}}$ – сила інерції деталей, що рухаються; $P_{\text{пруж}}$ – зусилля від пружин; $P_{\text{тертя}}$ – сила тертя; $P_g$ – сила ваги.

Тобто

$$P_{\text{кл}} = P_{\text{г}} \pm P_{\text{w}} + P_{\text{пруж}} + P_{\text{тертя}} + P_g \, .$$

Останні дві складові звичайно в розрахунках не враховуються, оскільки вони незначні.

Сила тиску газів на клапан визначається окремо для впускного й випускного клапанів у момент початку їх відкриття:

- для впускного клапану

$$P_{\text{г}_{\text{вп}}} = p_a \cdot F_1 - p_{\text{к}} \cdot F_2 \, ; \qquad (3.108)$$

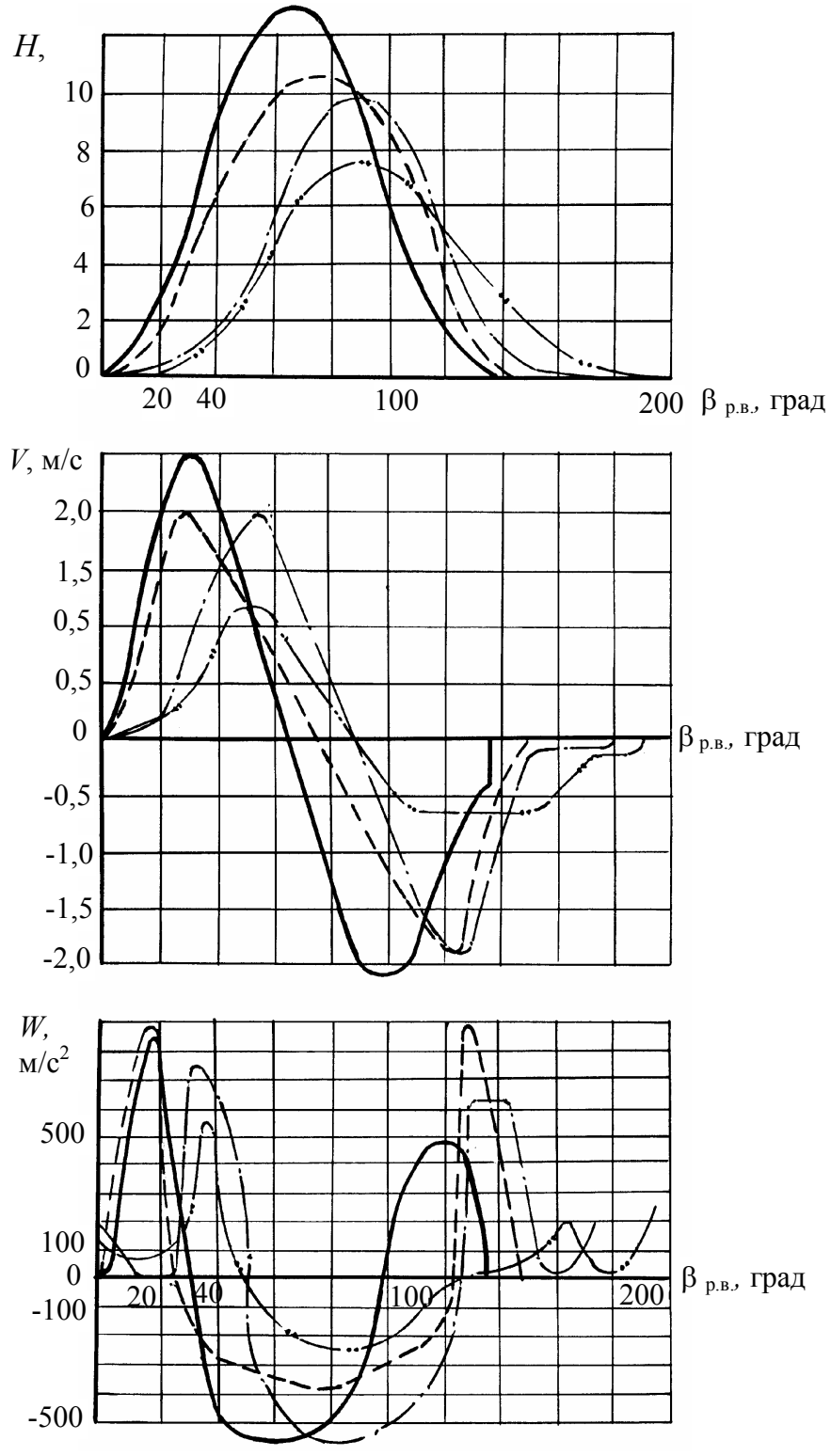



*Рисунок 3.134 – Кінематика клапана з безударним профілем кулачка:*

——— – двигун 12ЧН15/16; – – – – –AVDS-1700;

—·— – VT8;—··— – MB-833

- для впускного клапану

$$P_{\text{г}_{\text{вип}}} = p_{\text{в}} \cdot F_1 - p_{\text{т}} \cdot F_2 \; ; \tag{3.109}$$

де $F_1$, $F_2$ – площі клапану з боку КЗ та колектора відповідно; $p_a$ , $p_{\text{к}}$ – тиски у циліндрі двигуна у момент початку відкриття впускного клапана та після компресора наддуву відповідно; $p_{\text{в}}$ , $p_{\text{т}}$ – тиски у циліндрі двигуна у момент початку відкриття випускного клапана та перед турбіною наддуву, відповідно.

У подальшому тиски із боків КЗ та колектора вирівнюються й діюче зусилля від тиску газів

$$P_{\text{г}} = p_i \, (F_1 - F_2); \tag{3.110}$$

де $p_i$ – поточний тиск газів (повітря).

Сила інерції мас, що рухаються поступально,

$$P_{\text{w}} = - \, m_{\Sigma} \;\; W \, , \tag{3.111}$$

де $m_{\Sigma}$ – сумарна маса рухомих деталей, приведена до осі клапану.

Сумарна маса комплекту газорозподілу без важелів і коромисел (при нижньому приводі клапанів)

$$m_{\Sigma} = m_{\text{кл.к}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пр}} + m_{\text{т}} \, , \tag{3.112}$$

де $m_{\text{кл.к}} = m_{\text{кл}} + m_{\text{тар}} + m_{\text{зам}}$ – маса клапанного комплекту, що складається із мас клапана $m_{\text{кл}}$, тарілки $m_{\text{тар}}$, замка $m_{\text{зам}}$; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини; $m_{\text{т}}$ – маса штовхача, що приведена до осі клапана.

Штанги і штовхачі здійснюють тільки зворотно-поступальний рух, тому закон приведення повинен виходити із рівняння кінетичних енергій:

$$\frac{m_{\text{факт}_{\text{шт}}} \cdot V_{\text{т}}^2}{2} = \frac{m_{\text{т}} \cdot V_{\text{кл}}^2}{2}$$

або

$$\frac{m_{\text{факт}_{\text{кл}}} \cdot V_{\text{кл}}^2}{2} \cdot \left( \frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{к}}} \right)^2 = \frac{m_{\text{т}} \cdot V_{\text{кл}}^2}{2} \, ;$$

$$m_{\text{т}} = m_{\text{факт}_{\text{шт}}} \left( \frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{к}}} \right)^2 \, ,$$

де $l_т$, $l_к$ – довжини пліч важеля, пов'язаного із штангою та клапаном відповідно.

Тоді формула (3.112) набуває вигляду:

$$m_\Sigma = m_{кл} + m_{тар} + m_{зам} + \frac{1}{3}m_{пр} + m_{факт} \cdot \left(\frac{l_т}{l_к}\right)^2. \qquad (3.113)$$

При наявності у системі коромисла (верхній привід клапанів) масу його, приведену до осі клапана, знаходять із рівняння моментів сил інерції дійсної та приведеної мас:

$$J_к \varepsilon_к = m_к W_{кл} l_к = m_к \varepsilon_к l_к^2,$$

де $m_к$ – приведена маса коромисла ($m_к = J_к / l_к^2$); $J_к$ – момент інерції коромисла; $\varepsilon_к$ – кутове прискорення коромисла.

Повна приведена маса до осі клапана

$$m_\Sigma = m_{кл} + m_{тар} + m_{зам} + \frac{1}{3}m_{пр} + m_{факт}\left(\frac{l_т}{l_к}\right)^2 + \frac{J_к}{l_к^2}. \qquad (3.114)$$

Повна приведена маса до осі штовхача

$$m_{\Sigma_{штовх}} = (m_{кл} + m_{тар} + m_{зам} + \frac{1}{3}m_{пр}) \cdot \left(\frac{l_к}{l_т}\right)^2 + m_{факт\cdot шт} + \frac{J_к}{l_т^2}. \qquad (3.115)$$

На основі отриманих залежностей приведення мас можуть бути визначені сили, що діють у механізмі газорозподілу.

*а) Розрахунок пружини клапана*

Пружина клапана повинна задовольняти дві вимоги:

- зусилля пружини повинно забезпечити щільну посадку клапана на сідло при дії сил тиску газів або повітря у ресивері, тобто

$$P_{пр.1} \geq k_1 P_к$$

або

$$P_{пр.1} \geq k_1 P_т,$$

де $k_1$ – коефіцієнт запасу; щільна посадка клапана на сідло досягається за рахунок зусилля попередньої затяжки $P_0$;

┌ треба забезпечити постійний кінематичний зв'язок між рухомими деталями механізму газорозподілу в момент дії негативних сил інерції при роботі по регуляторній характеристиці ($n_{max} = (1{,}1 \ldots 1{,}15)\, n_{ном}$, коли

$$P_{пр.2} \geq k_2\, P\, W_1,$$

де $k_2$ – коефіцієнт запасу, що враховує відхилення дійсного профілю від розрахункового, деформацію деталей и т. ін. Для двигунів з високою частотою обертання $k_2$ =1,5…2,0; для середньообертових $k_2$ =1,3…1,5.

Зусилля циліндричної пружини визначається формулою

$$P_{пр} = \frac{\sigma\, d_{др}^4}{8\, i\, D_{сер}^3} f\,,$$

де $\sigma = (0{,}8 \ldots 0{,}83) \cdot 10^6$ МПа – модуль пружності другого роду матеріалу пружини; $d_{др}$ – діаметр дроту; $D_{сер}$ – середній діаметр пружини; $i$ – кількість робочих витків; $f$ – деформація пружини.

Середній діаметр пружини $D_{сер}$ вибирають із умови компоновки. Звичайно приймають:

$$D_{сер} = (0{,}7 \ldots 0{,}9)\, d_г\,, \qquad (3.116)$$

де $d_г$ – діаметр горловини.

При наявності двох пружин діаметр зовнішньої обирається у межах залежності (3.116), а діаметр внутрішньої пружини

$$d_{сер}^{вн} = (0{,}71 \ldots 0{,}74) \cdot D_{сер}^{зовн}\,.$$

Розрахунок пружин ведуть, виходячи із припущення дії кулачка вздовж осі пружини, що створює у витках скрутний момент

$$M_{скр} = P_{пр} \cdot \frac{D_{сер}}{2}\,.$$

Напруги, які при цьому виникають,

$$\tau_0 = \frac{M_{скр}}{W_p} = \frac{8 \cdot P_{пр} D_{сер}}{\pi\, d_{сер}^3}\,,$$

де $W = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{др}}^3}{16}$ – полярний момент інерції дроту.

Наявність кривизни витка створює додаткові напруги у ньому:

$$\tau = \chi\, \tau_0 = \frac{8 \cdot \chi\, P_{\text{пр}}\, D_{\text{сер}}}{\pi\, d_{\text{др}}^3}, \qquad (3.117)$$

де $\chi$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від індексу пружини,

$$m = D_{\text{сер}} / d_{\text{др}}; \qquad \chi = \frac{4\,m - 1}{4\,m - 4} + \frac{0{,}615}{m}.$$

При першому наближенні $\chi$ можна приймати рівним 1,2; тоді діаметр дроту

$$d_{\text{др}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot \chi\, P_{\text{пр}}\, D_{\text{сер}}}{\pi\, \tau_{\text{дод}}}}. \qquad (3.118)$$

Для сталей пружин $\tau_{\text{дод}}$ = 500…600 МПа. Отримані значення $d_{\text{др}}$ округлюються до найближчого стандартного розміру та визначаються нові значення $m$, $\chi$,$\tau$.

Кількість робочих витків пружини визначають, виходячи з її максимальної деформації:

$$f_{\max} = f_0 + h_{\max},$$

де $f_0$ – деформація попереднього затягування (стиску).

Тоді

$$i_{\text{роб}} = \frac{\chi\, \sigma\, d_{\text{д}}\, f_{\max}}{\pi\, D_{\text{сер}}\, \tau_{\max}}. \qquad (3.119)$$

Звичайно кількість робочих витків складає 5…12, а повна кількість витків

$$i_{\text{повн.}} = i_{\text{роб}} + (2\ldots3).$$

При обраних значеннях параметрів пружин і навантажень визначають максимальні й мінімальні напруги та запаси міцності.

Напруги знаходять із залежності (3.117) при $P_{\text{пр.min}} = P_{\text{пр.}1}$; $P_{\text{пр.min}} = P_{\text{пр.}2}$.

Запас міцності

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau}\right)\tau_a + \psi_\tau\,\tau_m}, \qquad (3.120)$$

де $\tau_{-1}$ = 200 МПа – міцність від утоми при скручуванні; $\tau_a$, $\tau_m$ – амплітудне і середнє значення навантажувальних напруг у циклі; $\frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau} \approx 1{,}0$; $\psi_\tau = 0{,}1$– коефіцієнти.

Допускається запас міцності у межах $n_{\tau_{доп}} \approx 1{,}2\ldots1{,}8$.

Пружини для клапанів додатково перевіряються на резонансні коливання. Коливання пружини безпечні, коли відношення власної частоти коливань не менше, ніж у 10 разів перевищує частоту збурювальної сили, тобто частоту обертання розподільного вала; тому

$$\frac{n_{\text{власн}}}{n_{\text{збур}}} \geq 10\,. \qquad (3.121)$$

Частота власних коливань може бути приблизно визначена так:

$$n_{\text{власн}} = 8400\frac{\tau_{\max}}{f_{\max}}, \qquad (3.122)$$

де $\tau_{\max}$, $f_{\max}$ – у МПа та мм відповідно.

Отримане значення $n_{\text{власн}}$ не повинно бути кратним частоті обертання розподільного вала.

Основні параметри пружин сучасних двигунів НТМ наведені у табл.3.11.

*б) Розрахунок розподільного вала*

При розрахунку розподільного вала визначають згинальну та крутну жорсткості та напруги зминання, що виникають на поверхні кулачків.

Розподільний вал навантажується силами, які діють на кулачок:

$$P_{\text{р.в}} = P_{\text{е}} + P_{\text{пр}} + P_w, \qquad (3.123)$$

де $P_{\text{е}}$, $P_{\text{пр}}$, $P_w$ – сили тиску газів, пружини та інерції, приведені до штовхача відповідно. Схема сил наведена на рис.3.135.

Таблиця 3.11 – Основні параметри пружин газорозподілу

| Двигун | Пружина | Характеристика пружин | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Середній діаметр $D_{сер}$, мм | Діаметр дроту $d_{др}$, мм | Хід клапана $h_{max}$, мм | Кількість витків | | Зусилля пружини | | | $\frac{P_1}{P_0}$ | Напруги, МПа | | | $\frac{n_{власн}}{n_{збур}}$ |
| | | | | | робоче $i_{роб}$ | повне $i_{повн}$ | попереднє $P_0$, кг | робоче $P_1$, кг | при зіткненні витків $P_2$, кг | | $\tau_0$ | $\tau_1$ | $\tau_2$ | |
| В-84 | зовнішня | 47,0 | 4,0 | 13,0 | 4,5 | 7,0 | 12,6 | 22,5 | 23,5 | 1,79 | 242 | 430 | 450 | 9,1 |
| | внутрішня | 37,0 | 3,5 | 13,0 | 5,2 | 7,2 | 11,3 | 21,1 | 24,1 | 1,90 | 256 | 480 | 550 | 11,2 |
| 12ЧН15/16 | зовнішня | 37,0 | 5,0 | 13,0 | 4,0 | 6,0 | 31,2 | 71,3 | 93,0 | 2,28 | 276 | 631 | 823 | 16,7 |
| | внутрішня | 26,0 | 3,0 | 13,0 | 5,0 | 7,0 | 8,8 | 20,8 | 25,3 | 2,35 | 249 | 585 | 711 | 16,2 |
| КАММІНЗ | зовнішня | 37,7 | 4,8 | 10,5 | 4,0 | 6,0 | 24,0 | 65,0 | 83,9 | 2,70 | 224 | 601 | 776 | 11,4 |
| | внутрішня | 26,2 | 3,2 | 10,5 | 5,0 | 8,0 | 4,5 | 14,0 | 22,3 | 3,10 | 110 | 309 | 492 | 13,4 |
| МВ-833 | зовнішня | 42,0 | 4,8 | 13,0 | 4,0 | 6,0 | 27,0 | 67,0 | 81,6 | 2,48 | 275 | 683 | 682 | 13,4 |
| | внутрішня | 29,2 | 3,2 | 13,0 | 6,0 | 8,0 | 11,0 | 29,0 | 36,4 | 2,64 | 250 | 659 | 827 | 13,9 |
| ЯМЗ-204 | зовнішня | 45,4 | 4,8 | 13,0 | 6,0 | 8,0 | 25,0 | 44,6 | 49,6 | 1,78 | 274 | 488 | 543 | 10,1 |
| | внутрішня | 31.6 | 3,5 | 13,0 | 7,0 | 9,0 | 12,8 | 25,6 | 31,0 | 2,00 | 251 | 502 | 608 | 13,3 |

Найбільша сила передається на кулачок $P_{\text{р.в}}$ від випускного клапана у момент його відкриття.

Вказана сила викликає угин вала й деформацію його від крутного моменту

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{р.в}} \cdot \text{ОВ}. \tag{3.124}$$

Стрілу угину $f$ визначають як для балки, що вільно лежить на двох опорах (рис.3.136):

$$f = 6{,}8 \cdot \frac{P_{\text{р.в.}} \cdot a^2 \cdot (l-a)^2}{E \cdot l \cdot \left(d^4 - d_{\text{вн}}^4\right)}. \tag{3.125}$$

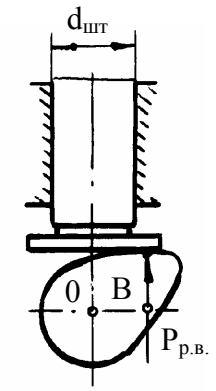



*Рисунок 3.135 – Схема сил, що діють на плоский штовхач*

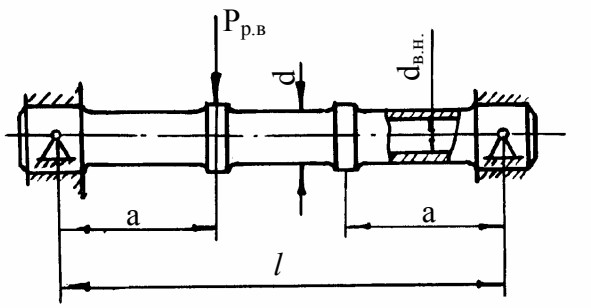



*Рисунок 3.136 – Визначення угину розподільчого вала*

Величина угину повинна бути у межах 0,02…0,10 мм.

Крутна жорсткість визначається найбільшим кутом закручування вала:

$$\varphi = M_{\text{кр}} \frac{L}{2} \sigma J_p, \tag{3.126}$$

де $L$ – відстань від приводної шестірні до найбільш віддаленого кулачка; $\sigma$ – модуль пружності другого роду; $J_p$ – полярний момент інерції перерізу вала.

У місцях зіткнення робочих поверхонь кулачків та штовхачів виникають робочі напруги зминання:

– при зіткненні двох циліндричних поверхонь (випуклих), коли

$$\sigma_{\text{угин}} = 0{,}417\sqrt{\frac{P_{\text{р.в}}E}{b}\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{\sigma}\right)}, \qquad (3.127)$$

де $r$ – радіус профілю кулачка; ρ – радіус ролика; $b$ – ширина кулачка;

– при зіткненні випуклої та увігнутої поверхонь, коли

$$\sigma_{\text{угин}} = 0{,}417\sqrt{\frac{P_{\text{р.в}}E}{b}\left(-\frac{1}{r}+\frac{1}{\sigma}\right)}; \qquad (3.128)$$

– при зіткненні випуклої поверхні і площини, коли

$$\sigma_{\text{угин}} = 0{,}417\sqrt{\frac{P_{\text{р.в}}E}{b}\frac{1}{r}}. \qquad (3.129)$$

Отримані за даними залежностями напруги зминання для двигунів НТМ можуть сягати 1500 МПа.

*в) Розрахунок штовхача*

Розрахунок штовхача ведеться з метою визначення питомого тиску по напрямній. Схема сил, що діють на напрямну при роликовому та плоскому штовхачах, показана на рис.3.137.

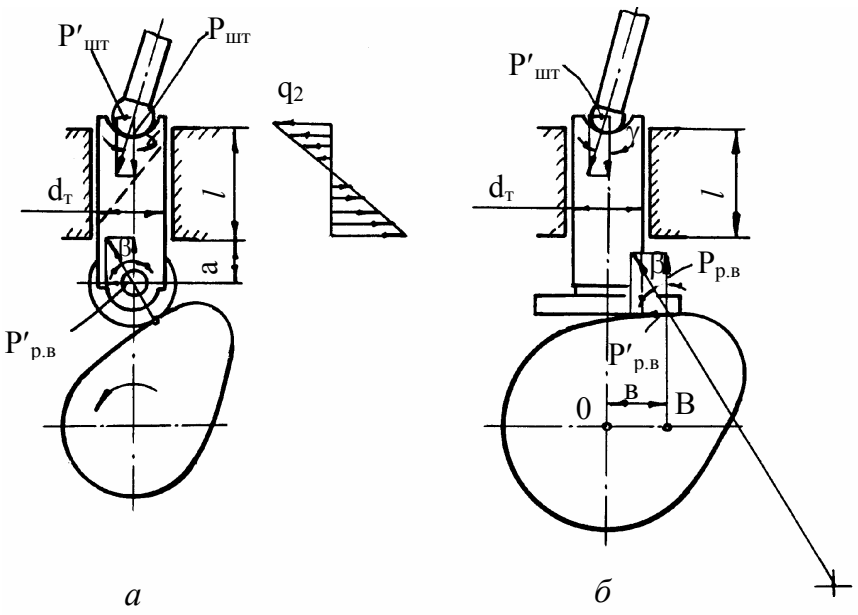



*Рисунок 3.137 – Навантаження на штовхач:*
*а* – роликовий; *б* – плоский

У загальному випадку на штовхач діють бокові складові з боку штанги $P'_{\text{шт}}$ та із боку $P'_{\text{р.в}}$:

$$P_{\text{штовх}} = P'_{\text{шт}} + P'_{\text{р.в}}. \tag{3.130}$$

Бокове зусилля від штанги

$$P'_{\text{шт}} = P_{\text{шт}} \sin\gamma.$$

Бокове зусилля із боку кулачка у випадку роликового штовхача

$$P'_{\text{р.в}} = P_{\text{р.в}} \text{tg}\beta,$$

а у випадку плоского штовхача

$$P'_{\text{р.в}} = P_{\text{р.в}} \text{tg}\beta + \frac{P_{\text{р.в}} \cdot b}{l}.$$

Найбільші напруги зминання будуть діяти на кінцях направляючої штовхача:

$$q_1 = \frac{2\,P_m}{d_{\text{штовх}}\,l^2}(l + 3a); \tag{3.131}$$

$$q_1 = \frac{2P_m}{d_{\text{штовх}} \cdot l^2}(2l + 3a). \tag{3.132}$$

*г) Розрахунок штанги*

Стрижень штанги перевіряється на утомленість при осьовому стиску за формулою Ейлера:

$$n = \frac{P_{\text{кр}}}{P_{\text{шт}}}, \tag{3.133}$$

де $P_{\text{кр}} = \pi E \frac{J}{L^2}$ – руйнівне критичне навантаження; $J$ – момент інерції поперечного перерізу штанги; $L$ – довжина штанги; $P_{\text{шт}}$ – максимальне зусилля, яке стискує штангу.

Запас утомленості звичайно обирають у межах 2,0…5,0.

### *Контрольні запитання та завдання*

1. Яке призначення та функції поршневої групи?
2. Які умови роботи поршневої групи двигунів НТМ та вимоги до конструкції поршня?
3. Способи охолодження поршня.
4. Як обґрунтувати вибір зовнішньої геометрії корпусу поршня?
5. Які типи кілець використовуються для поршнів форсованих дизелів?
6. Яке призначення та особливості конструкції жарового кільця?
7. Сформулюйте особливості конструкції ущільнювальних поршневих кілець.
8. Охарактеризуйте вібрації ущільнювальних кілець.
9. Які конструктивні особливості маслозбірних кілець?
10. Яке призначення теплозахисних покрить КЗ поршнів форсованих дизелів?
11. Яке призначення й умови роботи шатунів?
12. Які можливі конструктивні варіанти шатунів рядних та V-подібних форсованих дизелів для НТМ.
13. Які вимоги до конструкції колінчастого вала?
14. Охарактеризуйте матеріали та формостворення колінчастих валів форсованих дизелів.
15. Які конструктивні співвідношення елементів колінчастого вала?
16. Які запаси міцності характеризують надійність колінчастих валів?
17. Наведіть класифікацію блоків ДВЗ.
18. Які вимоги до конструкції блоків циліндрів?
19. Які блоки обираються для двигунів НТМ?
20. Які типи гільз застосовуються для чотири- та двотактних форсованих двигунів НТМ?
21. Наведіть вимоги до матеріалів, обробки, охолодження гільз циліндрів?
22. Які заходи боротьби з кавітацією гільз застосовуються в конструкціях двигунів НТМ?
23. Які типи головок циліндрів застосовуються у двигунах НТМ?

24. Які вимоги до матеріалів, охолодження головок?

25. Наведіть схеми випускних каналів, клапанів.

26. Наведіть види приводів клапанів.

27. Як виконують вибір параметрів клапанів?

28. Проаналізуйте кінематику клапанних механізмів на прикладі конкретних двигунів НТМ.

29. Що таке “безударні” кулачки?

30. Як оцінюють міцність клапанів та їхнього привода?

# Глава 4. КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМ ДВИГУНІВ НТМ

Ця глава присвячена системам двигуна у взаємозв'язку із системами об'єкта та їхньому впливу на параметри НТМ.

Вперше ретельно розглядаються особливості систем життєдіяльності двигунів, пов'язаних із специфікою їх призначення для НТМ.

Мова піде про системи паливо- та повітропостачання, масляну, водяну (охолодження), випускну, пуску, автоматичного регулювання.

## 4.1. Система паливоподачі

*Система живлення двигуна паливом* призначена для розміщення возимого запасу палива, очищення та подачі (вприскування) його в циліндри відповідно до порядку та режиму роботи.

Система живлення складається з двох контурів – низького та високого тисків.

*Контур низького тиску* призначений для зберігання, очищення і подачі палива до насосів. Він складається із баків, кранів, підкачувальних насосів, фільтрів грубого й тонкого очищення палива, датчиків-паливомірів.

*Контур високого тиску* призначений для дозування палива поциклово залежно від режиму роботи, розподілення його по циліндрах, розпилювання у КЗ. Він складається з насосів високого тиску, форсунок і трубопроводів.

Розрізняють дві схеми систем паливоподачі – тупикову й проточну.

При *тупиковій системі паливоподачі* паливо прокачується у масі, що дорівнює продуктивності насоса високого тиску; насос не охолоджується. Однак мала прокачка палива дозволяє збільшити строк служби фільтрів тонкого очищення.

При *проточній системі паливоподачі* кратність циркуляції у 1,5…3,0 рази перевищує продуктивність насоса високого тиску (ПНВТ), що забезпечує надійне вилучення повітря із системи.

Заправка паливних баків виконується за двома схемами.

При *пасивній схемі заправки* паливо в бак або групу баків подається крізь відкриту горловину із швидкістю 65…70 л/хв.

При *активній схемі заправки* паливо у всі баки подається крізь єдину центральну горловину під тиском із швидкістю більше 100 л/хв.

Принципова схема проточної, багатобакової системи, що забезпечує, наприклад, роботу двигуна 5ТДФ, наведена на рис.4.1.

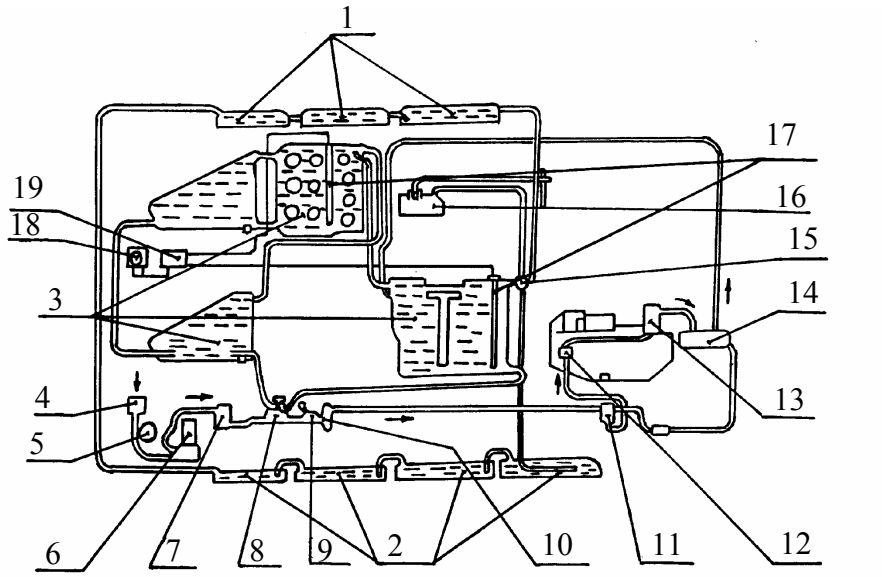



*Рисунок 4.1 – Схема системи живлення паливом дизеля 5ТДФ:*

1, 2 – зовнішні паливні баки; 3 – внутрішні паливні баки; 4 – заправна пробка; 5 – кран переключення; 6 , 7 – заправний фільтр; 8 – паливорозподільний кран; 9 – ручний паливопідкачувальний насос; 10 – бензиновий відцентровий насос; 11 – фільтр грубого очищення; 12 – паливопідкачувальний насос двигуна; 13 – фільтр тонкого очищення; 14 – кормовий бачок; 15 – кран відключення зовнішніх баків; 16 – дренажний бачок; 17 – датчики паливомірів; 18, 19 – перемикач і показник паливоміру

Розглянемо обидва контури цієї схеми.

### 4.1.1. Контур низького тиску палива

Необхідна ємність внутрішніх й зовнішніх *паливних баків* визначається запасом ходу НТМ та шляховою паливною економічністю, л

$$V_{\text{бак}} = S\,B,$$

де $S$ – запас ходу, км; $B$ – шляхова витрата палива, л/км.

Баки звичайно виготовляються із сталевих або алюмінієвих листів. Усередині баків установлюють перегородки, внутрішня поверхня яких вкривається бакелітовим лаком. Нижня частина баку виконується у вигляді відстійника із зливною пробкою та клапаном. Зовнішня поверхня баків підлягає протектуванню – покриттю спеціальним самоущільнювальним складом, що підвищує їх пожежобезпеку.

У деяких НТМ застосовуються “м’які” баки із синтетичних матеріалів, що дозволяє максимально використовувати вільні об’єми.

Паливний кормовий бачок (позиція 14) розміщений на кормі НТМ й призначений для збирання проточного палива та вилучення повітря із магістралі паливоподачі.

Дренажний бачок (позиція 16) поєднує порожнини паливних баків з атмосферою.

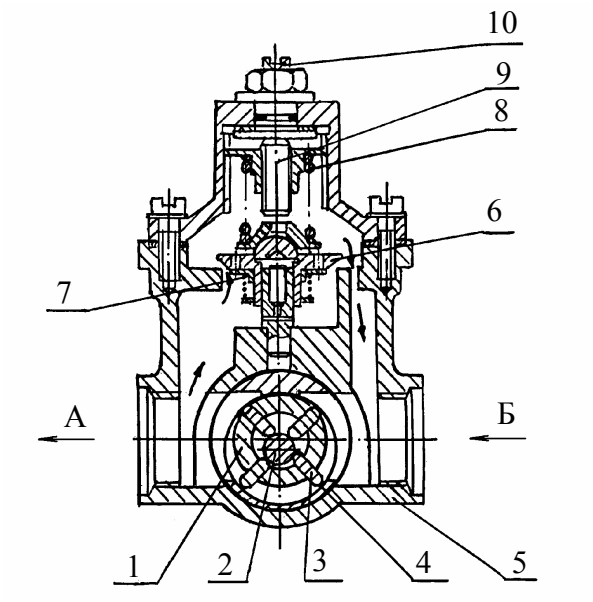



*Рисунок 4.2 – Насос коловоротний паливопідкачувальний БНК-12:*

1 – ротор; 2 – плаваючий палець; 3 – пластина; 4 – стакан; 5 – корпус насоса; 6 – редукційний клапан; 7 – клапан прокачки; 8 – пружина; 9 – упор; 10 – головка хвостовика;

А – вихід палива; Б – вхід палива

Паливопідкачувальні насоси (позиції 9, 10, 12) призначені для подачі палива від баку до насоса високого тиску, для прокачки системи перед пуском після тривалої зупинки.

На вітчизняних НТМ установлюються звичайно ручний насос мембранного типу РНМ-1 та відцентровий насос БЦН-1 з електродвигуном. Останній закріплюється безпосередньо на баці і включається при роботі на бензинах; його продуктивність складає 40 л/хв.

На двигуні додатково встановлюються коловоротний насос БНК-12 (рис.4.2). При обертанні ротора 1 зменшується об’єм палива і підвищується його тиск

го тиск через ексцентричне розташування камер. При підвищенні тиску нагнітання вище 0,35 МПа відкривається редукційний клапан 6, що перепускає частину палива у порожнину всмоктування. Регулювання затяжки клапана здійснюється пружиною 8.

При прокачуванні паливної системи ручним насосом РНМ-1 відкривається клапан 7, що забезпечує заповнення системи перед пуском двигуна.

З особливостями конструкції паливної апаратури дизелів НТМ пов'язані високі вимоги до чистоти дизельного пального, що обумовлює довговічність прецизійних пар дизельної паливної апаратури (ПНВТ та форсунки). Надійність цих пар досягається багатоступеневою фільтрацією палива.

Якість фільтрації палива оцінюється двома показниками: тонкістю та повнотою відсіву.

Тонкість відсіву характеризує розмір (у мкм) найбільших часток, що пропускається фільтрувальним елементом.

Повнота відсіву означає кількість (у %) затриманих механічних домішок відносно загальної кількості домішок, що знаходяться у паливі.

Згідно з призначенням *фільтрів* їх поділяють на такі:

- попереднього очищення;
- грубого очищення;
- тонкого очищення;
- запобіжні.

Указані фільтри застосовуються послідовно й установлюються у заправних горловинах баків та затримують випадкові, крупні частки, застерігаючи підкачувальні насоси від руйнування.

Фільтр грубого очищення розташовується перед БНК-12. Як фільтрувальні елементи у ньому використовуються сітчасті, пластинчато-щілинні або стрічково-щілинні елементи. На НТМ з двигунами В-84 та 5ТДФ використовуються сітчасті фільтрувальні елементи з розміром чарунки до 100 мкм, що вкладаються на каркас у два шари. Вказані фільтри забезпечують тонкість відсіву часток розміром до 100 мкм і потребують профілактичного поточного обслуговування через кожні 300…350 год.

При створенні фільтрів тонкого очищення палива виникає питання про доцільну величину тонкості відсіву. Досліди показали (рис.4.3), що

зміна гідрощільності плунжерних пар не має місця при величині часток до 2 мкм, а при величині часток 4…6 мкм гідрощільність вже різко падає. Досвід свідчить, що для надійної роботи паливної апаратури фільтрувальні елементи повинні забезпечити повноту відсіву до 96…98 % при тонкості відсіву до 2…3 мкм.

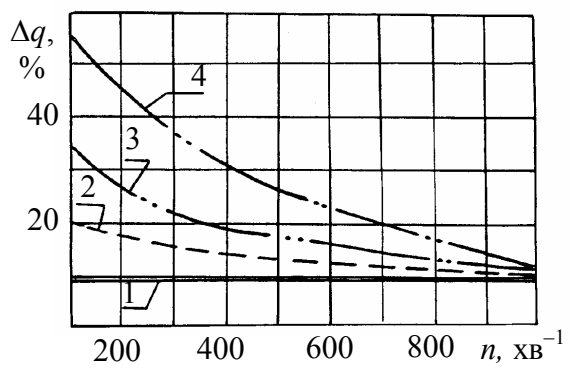



*Рисунок 4.3 – Зменшення циклової подачі палива при роботі на забрудненому паливі;*
*розміри часток, мкм:*
1 – до 2; 2 – до 6; 3 – до 12; 4 – до 30

У фільтрах тонкого очищення палива у якості фільтруючих елементів використовуються фетр, повсть, металокераміка (композити), папір або картон.

В залежності від напрямку руху палива відносно фільтрувального елементу відрізняють поверхневий та об'ємний способи очищення.

При поверхневому способі паливо очищується, проходячи шар паперу. В такому випадку надійність фільтра обумовлена міцністю листа паперу, яка може бути зруйнована ще на етапі виготовлення. Тому фільтри з поверхневим способом очищення не отримали поширення.

При об'ємному способі затримка механічних часток досягається циркуляцією палива крізь товсті шари фільтрувальних елементів, що підвищує надійність їхньої роботи.

Конструкції фільтрувальних елементів фільтра тонкого очищення палива наведені на рис.4.4. Фільтри, показані на рис.4.4, а,б,г, відносяться до об'ємного способу очищення, а фільтр на рис.4.4, в – до поверхневого.

Повстяні фільтрувальні елементи забезпечують тонкість відсіву у межах 15…20 мкм. Такі фільтри схильні до усадки при тривалій роботі, що різко знижує надійність паливної апаратури. Установка самопідтискних пружин (рис.4.4,б) збільшує строк служби фільтра, але повністю цей дефект не усуває.

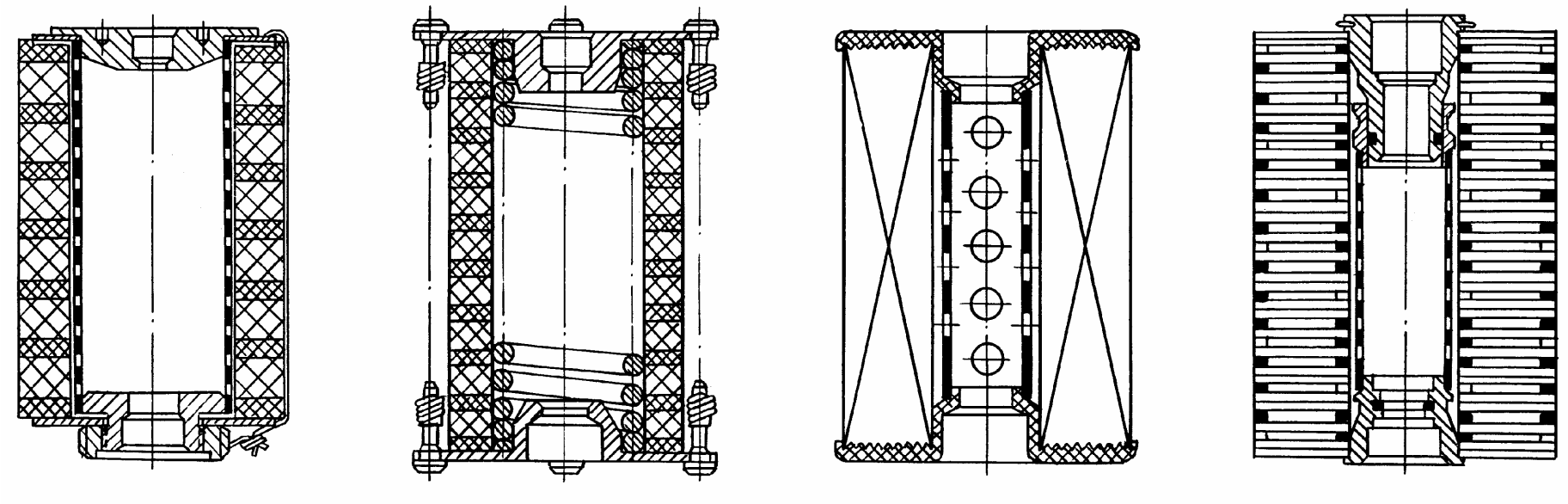



*Рисунок 4.4 – Конструкції паливних фільтрів тонкого очищення:*

*а* – повстяний із жорстким каркасом; тонкість відсіву15…20 мкм, повнота відсіву 44 %;
*б* – повстяний із пружинним каркасом; тонкість відсіву15 мкм, повнота відсіву 60 %;
*в* – паперовий типу багато променевої зірки; тонкість відсіву7…9 мкм, повнота відсіву 80…90 %;
*г* – картонний двоступеневий; тонкість відсіву3 мкм, повнота відсіву 96 %;

Картонні фільтрувальні елементи забезпечують більш високі тонкість (до 3 мкм) й повноту відсіву (до 96 %) та в теперішній час широко розповсюджені на двигунах НТМ. Картон КФДТ-1 або КТ-3 насичується синтетичними смолами, що забезпечує задовільну стійкість при діянні води.

Для захисту фільтрувальних елементів від прямого попадання вологи та механічних часток у фільтрувальні секції звичайно надівають на них шовковий чохол.

Для відведення парів палива та повітря у найвищій зоні фільтра створені відводи до кормового баку.

По мірі забруднення фільтрувальних елементів збільшується опір прокачці палива, що знижує потужність двигуна й виступає ознакою необхідності їхньої заміни. Таку заміну роблять через 250…300 год роботи.

Зниження пропускної здатності фільтрувальних елементів обумовлено забиванням зовнішніх поверхонь механічними домішками (брудом), смолою, милами нафтенових кислот.

Однією з причин зменшення строку служби фільтрувальних елементів є наявність води у паливі. Відділення води від палива базується на сепарації часток при різкій зміні напрямку руху потоку (рис.4.5). При цьому вода, що має більшу густину, випадає в осадок. Вологовідділювач вмонтовується у фільтр тонкого очищення або встановлюється окремо.

Запобіжні фільтри призначені для вилучення з палива часток технологічного характеру, які містить паливний тракт після фільтра тонкого очищення, і установлюються звичайно на вході до паливного насоса.

При прокачуванні палива крізь двигун воно підігрівається, що викликає появу парових пробок та знижує потужність через зниження густини палива.

Особливо небезпечною є поява парових пробок при роботі на бензині. Для їх усунення на вітчизняних НТМ при роботі на легких паливах додатково підключається БЦН-1, що збільшує тиск у контурі високого тиску.

На деяких зарубіжних НТМ у контурі низького тиску установлюються холодильники, що знижує імовірність появи парової фази палива і стабілізує температуру палива на вході до ПНВТ.

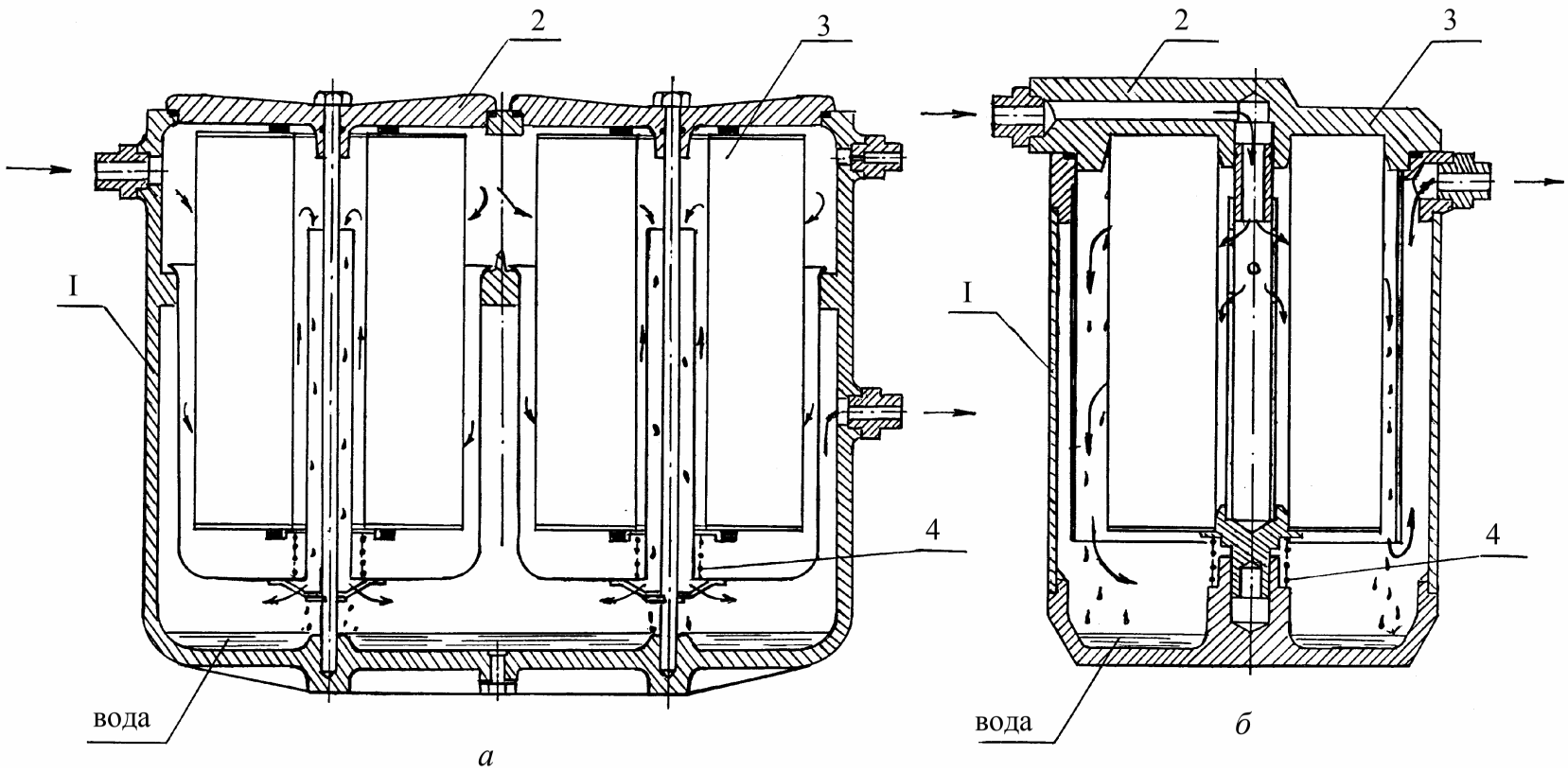



*Рисунок 4.5 – Фільтр тонкого очищення з вологовідділювачем:*

*а* – з паперовим фільтрувальним елементом; *б* – з картонним фільтрувальним елементом;

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – фільтрувальний елемент;

4 – підтискна пружина; ← вхід (вихід) палива

### 4.1.2. Контур високого тиску палива

За конструктивними рішеннями відрізняють такі контури високого тиску:

◑ паливні системи роздільного типу, в яких насос високого тиску і форсунка виконані у вигляді окремих вузлів та поєднані поміж собою трубопроводом високого тиску;

◑ паливні системи нероздільного типу, в яких ПНВТ і форсунка виконані спільно і створюють насос-форсунку.

У двигунах НЗТ застосовуються обидві схеми паливних систем.

До них ставляться досить жорсткі вимоги:

- вприскування повинно забезпечувати якісне розпилювання палива;
- тиск палива треба визначати, виходячи із якісного розпилювання;
- вприскування треба підкорювати такому закону паливоподачі, що забезпечуватиме якісне сумішоутворення і згоряння при вприскуванні у конкретне місце КЗ;
- треба забезпечити ідентичність процесу паливоподачі від одного робочого циклу до іншого.

Вказані вимоги здебільшого обумовлюються вибором типу та конструкцією як ПНВТ, так і форсункового пристрою.

*Паливні насоси високого тиску (ПНВТ)* призначені для створення високого та надвисокого (понад 200 МПа) тиску, поциклового дозування палива залежно від навантаження та його подачі у суворо визначений момент часу або кут обертання колінчастого вала.

За способом паливоподачі у циліндри двигуна розрізняють насоси безпосереднього тиску й акумуляторні.

У паливних насосах безпосереднього вприскування паливоподача здійснюється у форсунку, а в акумуляторних – в окремий об’єм, пов’язаний з форсункою. Залежно від величини об’єму акумуляторні системи бувають великої і малої ємності. У системах з акумуляторами великого об’єму один або декілька насосів подають паливо у загальну ємність, із якої воно подається до форсунки. В системах з малими акумуляторами паливо спочатку нагнітається в акумулятор, з якого після підвищення тиску –

до форсунки. Після зменшення швидкості плунжера інтенсивність вприскування підтримується потенціальною енергією акумулятора. Вказана система забезпечує стабільність паливоподачі у широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала і навантажень двигуна. Однак через складну конструкцію та недостатню надійність при значних тисках палива при його вприскуванні у форсованих дизелях (більше 150 МПа) акумулююча система поки не отримала широкого розповсюдження на двигунах НТМ.

Залежно від кількості нагнітальних плунжерів відрізняють багатоплунжерні насоси з кількістю плунжерів, що дорівнює кількості циліндрів, та розподільчі (одноплунжерні) насоси, що подають паливо у всі або у групу циліндрів.

Багатоплунжерні насоси виконуються рядними або V-подібними. Останні розташовуються у розвалі V-подібних двигунів; їхні переваги – менша довжина та краща скомпонованість на двигуні.

Багатоплунжерні насоси виконуються блочними. Створюються, особливо для високофорсованих ДВЗ, індивідуальні насоси на кожний циліндр, які розташовуються у зоні таких циліндрів. Це скорочує довжину трубопроводів високого тиску і забезпечує кращу ідентичність паливоподачі по циліндрах.

Розподільчі насоси мають переваги, перш за все – зменшення загальної кількості деталей (у 2,0…2,5 рази). Однак через те, що один плунжер обслуговує декілька циліндрів, скорочується термін наповнення порожнини стиску, що збільшує навантаження та знос плунжера й обмежує максимальний тиск вприскування.

З цього приводу розподільні насоси не застосовуються для двигунів НТМ, проте використовуються на тракторних й автомобільних двигунах малої та середньої потужності з помірною частотою обертання колінчастого валу.

Основною відміною сучасних конструкцій ПНВТ є спосіб дозування палива, за яким насоси відрізняються ходом плунжера: постійним чи перемінним.

В ПНВТ з постійним ходом плунжера паливо дозується за рахунок:

- перепуску палива на частині ходу плунжера через клапан (клапанний насос);

- перепуску палива на частині ходу плунжера через плунжер, що використовується як регулювальний елемент (золотниковий насос);
- перепуску палива на всьому ході плунжера через регульований отвір;
- дроселювання палива на впуску.

Найбільше поширення у двигунах НТМ отримали золотникові насоси.

У ПНВТ з перемінним ходом плунжера зміна ходу або кількості паливоподачі досягається шляхом:

- осьового переміщення кулачка, що має перемінний профіль по довжині;
- зміни зазору між плунжером та штовхачем;
- зміни плеча важеля приводу плунжера.

Вказані способи забезпечення перемінності ходу плунжера реалізуються головним чином на тихохідних ДВЗ, а для НТМ не використовуються.

Конструкція паливної пари золотникового типу показана на рис.4.6.

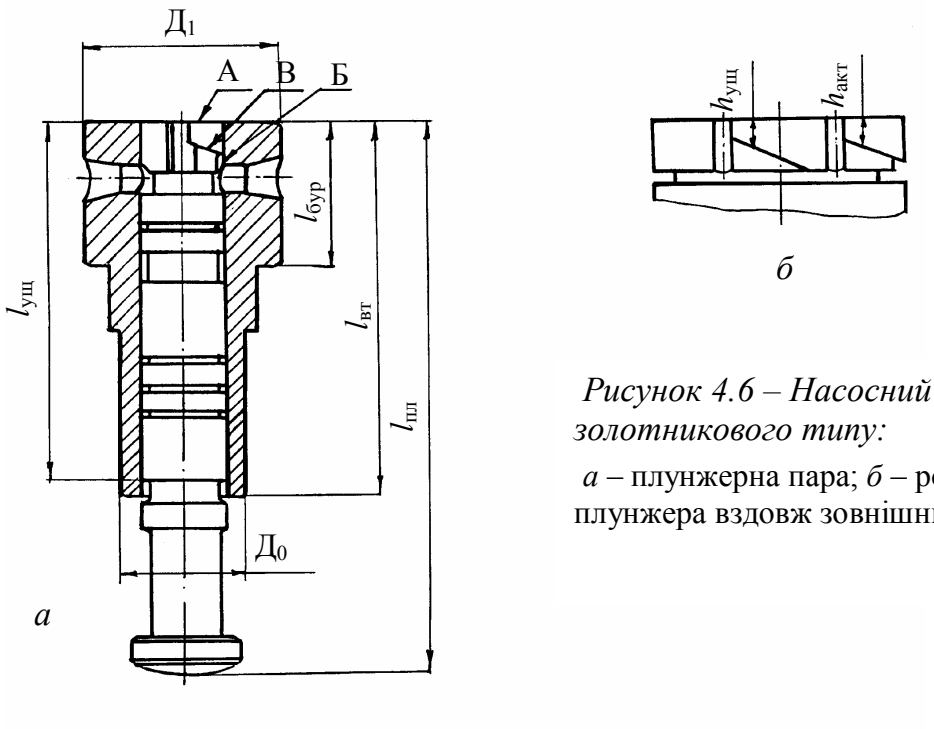



*Рисунок 4.6 – Насосний елемент золотникового типу:*
*а* – плунжерна пара; *б* – розгортка плунжера вздовж зовнішнього діаметра

Наповнення робочого простору паливом здійснюється через вікна у гільзі. Підвищення тиску виникає при переміщенні торця плунжера А відносно кромки вікна Б. Падіння тиску починається після проходження

відсічної кромки плунжера В відносно кромки вікна Б (момент відсічки). Дільницю від торця до відсічної кромки плунжера, на якій здійснюється паливоподача, називають активним ходом. Обертаючи плунжера відносно гільзи, змінюють величину активного ходу і величину циклової подачі палива. Таким чином дозується паливоподача за частотою обертання колінчастого вала і навантаженням.

Привід плунжера паливного насоса здійснюється за двома схемами: жорсткою або гнучкою.

При жорсткому приводі закон руху плунжера визначається кулачком і тиск вприскування змінюється пропорційно частоті обертання колінчастого вала (рис.4.7). При зміні частоти обертання з 2800 до 2500 хв$^{-1}$, тобто у 1,36 раз, максимальний тиск зменшується з 78 до 51 МПа, або у 1,53 рази. Це погіршує дрібність розпилювання палива й далекобійність струменя, що сприяє зниженню показників процесу згоряння у режимі крутного моменту та, особливо, на пускових режимах.

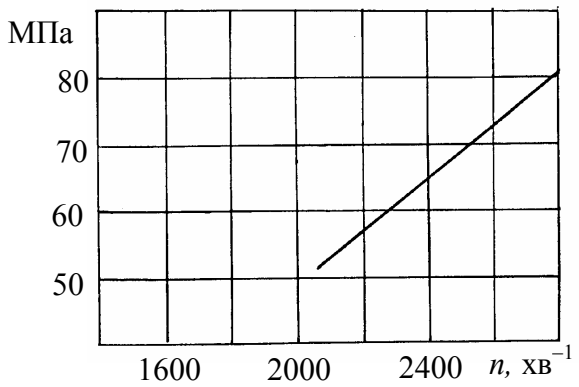



*Рисунок 4.7 – Залежність максимального тиску вприскування від частоти обертання колінчастого вала двигуна 6ТД з різною цикловою подачею*

У зв'язку з означеними недоліками паливних насосів з жорстким приводом пропонувалися різні варіанти гнучкого приводу: пружинного (фірма "Hahz Endrassik", Угорщина), газового (фірма "Krupp", Німеччина та фірма "Doksfard", Англія), гідравлічного (фірма "Brise", Англія). Такий привід забезпечує стабільність тиску вприскування (незалежно від частоти обертання колінчастого вала) та дистанційність управління процесом паливоподачі. Реалізується гнучкий привід плунжера на тихохідних двигунах. Основними перепонами щодо застосування його на швидкохідних дизелях є ненадійна робота прецизійних ущільнень, поциклова нестабільність паливоподачі.

Таким чином, закінчуючи загальний огляд ПНВТ, слід відмітити, що на двигунах НТМ найбільше поширення отримали паливні насоси безпо-

середнього вприскування, багатоплунжерні, з постійним ходом плунжера та жорстким його приводом золотникового типу.

*Вибір основних розмірів плунжерної пари*

Діаметр і хід плунжера вибираються залежно від величини циклової подачі палива. Рівень циклової подачі залежить від потужності та економічності двигуна.

При цьому:

- годинна витрата палива, г/год,

$$B_{\text{год.}} = N_e\, b; \tag{4.1}$$

- циліндрова витрата палива, г/(хв·цил.),

$$B_{\text{ц}} = \frac{N_e\, b}{z \cdot 60}. \tag{4.2}$$

Тоді циклова витрата палива двотактного ДВЗ, г/цикл,

$$q_{\text{цикл}} = \frac{N_e\, b}{60 \cdot z\, n}. \tag{4.3}$$

Циклова витрата палива чотиритактного ДВЗ, г/цикл,

$$q_{\text{цикл}} = \frac{2 \cdot N_e\, b}{60 \cdot z\, n}. \tag{4.4}$$

Тепер об'ємна дійсна циклова подача палива, см$^3$/цикл,

$$V_{\text{цикл}_{\text{дійсн}}} = \frac{q_{\text{цикл}}}{\gamma_{\text{п}}}, \tag{4.5}$$

де $\gamma_{\text{п}}$ – густина палива.

Об'ємна теоретична циклова подача, см$^3$/цикл

$$V_{\text{цикл}_{\text{теор}}} = \frac{V_{\text{цикл}_{\text{дійсн}}}}{\eta_{\text{н}}}, \tag{4.6}$$

де $\eta_{\text{н}}$ – коефіцієнт подачі насоса.

Враховуючи, що

$$V_{\text{цикл}_{\text{теор}}} = 0{,}785 \cdot d_{\text{п}}^2\, h_{\text{акт}},$$

та задаючись одним параметром, знаходимо:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{V_{\text{цикл}_{\text{теор}}}}{0{,}785 \cdot h_{\text{акт}}}}\,. \qquad (4.7)$$

Більш детально розрахунок ПНВТ буде розглянуто в наступному розділі.

*Вибір закону паливоподачі*

Закон паливоподачі визначається тривалістю, максимальним тиском вприскування й характером протікання хвилі тиску в початковій та кінцевій фазах. Тривалість вприскування палива має складати 20…35 град. обертання колінчастого вала; максимальний тиск вприскування для двотактних двигунів 70…85 МПа, а для чотиритактних – 90…100 МПа. Визначилась тенденція підвищення максимального тиску вприскування понад 150 МПа для покращення сумішоутворення.

Вказані параметри забезпечуються профілем кулачка. На рис. 4.8 показані кінематика плунжера й осцилограма тиску вприскування у форсунки двигуна 6ТД-1.

Геометричний початок паливоподачі $\alpha_{\text{н}}$ відповідає моменту перекриття впускного вікна, коли плунжер має максимальну швидкість. Геометричний кінець подачі $\alpha_{\text{к}}$ відповідає закінченню активного ходу. Різниця між цими кутами зветься геометричною тривалістю паливоподачі

$$\Delta\alpha_{\text{геом}} = \alpha_{\text{н}} - \alpha_{\text{к}}\,, \qquad (4.8)$$

яка у виконаних конструкціях складає 9…10 град. повороту кулачкового вала ПНВТ.

Однак фактичний процес вприскування відрізняється від теоретичного. Внаслідок податливості деталей і наявності трубопроводів фактичний початок вприскування зміщується від теоретичного на 3…4°. Таке зміщення $\Delta\alpha_{\text{зап}}$ зветься кутом затримки початку вприскування. Взагалі дійсна тривалість вприскування $\Delta\alpha_{\text{впр}}$ перевищує теоретичну у 3…3,5 рази.

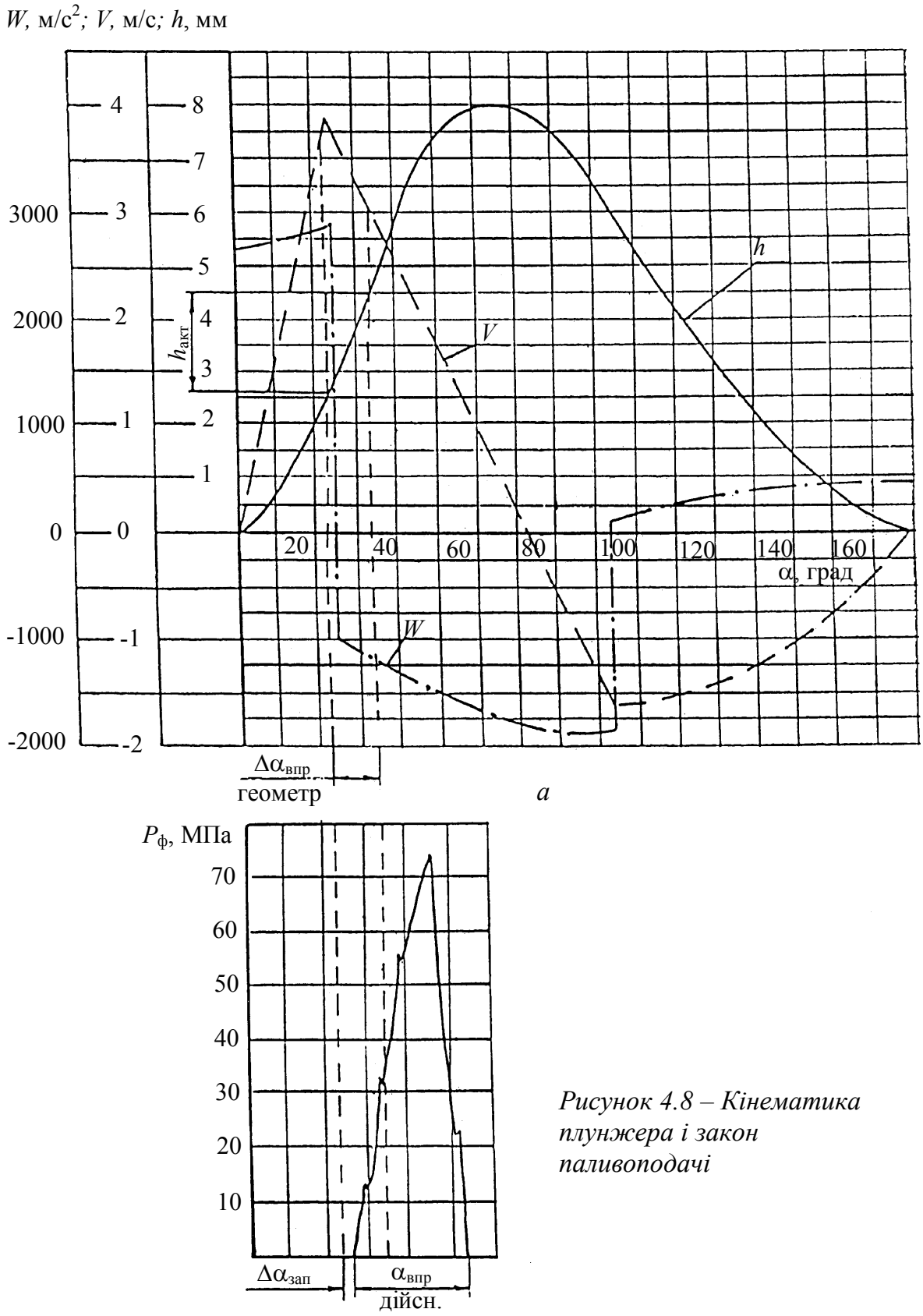
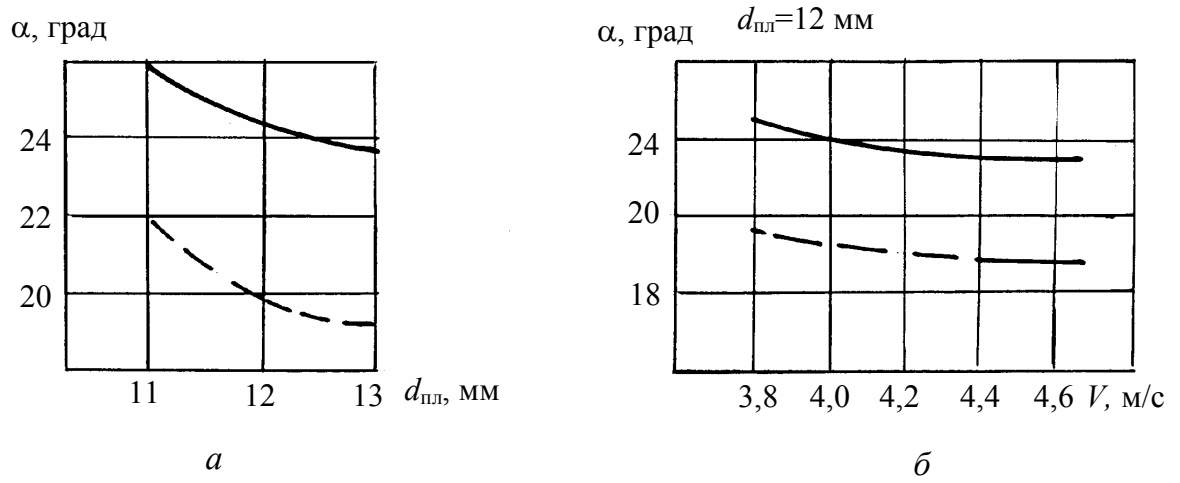



*Рисунок 4.8 – Кінематика плунжера і закон паливоподачі*

З метою скорочення тривалості паливоподачі збільшують об’ємну швидкість палива за рахунок збільшення діаметра плунжера або його швидкості. Залежність тривалості паливоподачі від указаних параметрів наведена на рис.4.9.




*а* *б*

*Рисунок 4.9 – Залежність тривалості паливоподачі від діаметра (а) та швидкості (б) плунжера :*

——— – режим номінальної потужності;

– – – – – режим крутного моменту

Із збільшенням діаметра плунжера скорочується загальна тривалість паливоподачі. Однак при діаметрі більше 12 мм інтенсивність скорочення тривалості паливоподачі різко зменшується, що пояснюється деформацією приводу плунжера внаслідок зростання навантажень.

Збільшення максимальної швидкості плунжера у меншій мірі відзначається на скороченні тривалості подачі палива.

Збільшення швидкості плунжера на 40 % викликає скорочення тривалості подачі палива всього лише на 3…5 %, що пояснюється повільним збільшенням середньої швидкості при зростанні максимальної.

Характер протікання фронту хвилі тиску у початковій фазі визначається геометрією паливного кулачка, а у кінцевій – ефективністю розвантаження трубопроводів високого тиску.

Таке розвантаження здійснюється за допомогою нагнітального клапана, який встановлюється на виході з ПНВТ.

За конструкцією нагнітальні клапани поділяються на перові, золотникові, клапанні (рис.4.10).

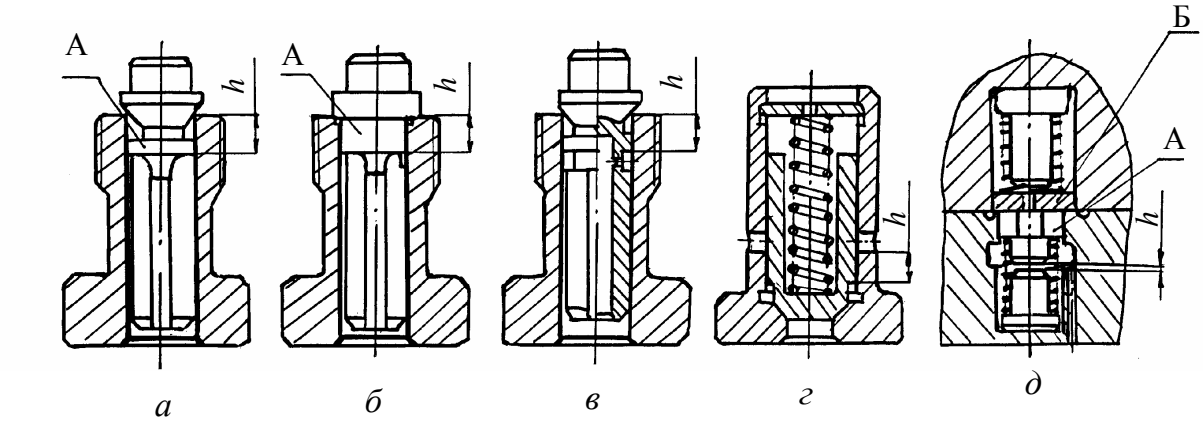



*Рисунок 4.10 – Нагнітальні клапани паливних насосів:*
*а* – грибковий перовий; *б* – перовий із плоским сідлом;
*в* – перовий із перепуском палива; *г* – золотниковий;
*д* – із прямим та зворотним клапанами

Принцип дії нагнітального клапана базується на переміщенні при посадці розвантажувального пояска А, який звільнює частку об'єму та виконує роль поршня, що відсмоктує паливо із паливопроводу високого тиску.

У швидкохідних двигунах з метою зменшення маси рухомих елементів та усунення підвприсків нагнітальній клапан поділяють на два (рис.4.10, д): прямий (позиція Б) та зворотний (позиція А). По закінченні відсічки нагнітальний клапан сідає на сідло, а зворотний відкриває отвір у нагнітальному клапані, забезпечуючи остаточний тиск у трубопроводах близько 3,0 МПа.

*Регулювання кута початку паливоподачі*

Паливні насоси золотникового типу забезпечують постійний кут початку паливоподачі та перемінний кут кінця паливоподачі. При форсуванні двигуна НТМ, особливо при створенні двигуна з високим коефіцієнтом пристосованості, виникає необхідність у зміні (регулюванні) і кута початку паливоподачі у зв'язку з ростом максимального тиску згоряння на режимі максимального крутного моменту, що негативно відбивається на надійності двигуна. На рис. 4.11 показані циклові подачі палива для двох двигунів: перший має коефіцієнт пристосованості 1,1, а другий – 1,4. У першого двигуна зі зменшенням частоти обертання максимальний тиск також зменшу-

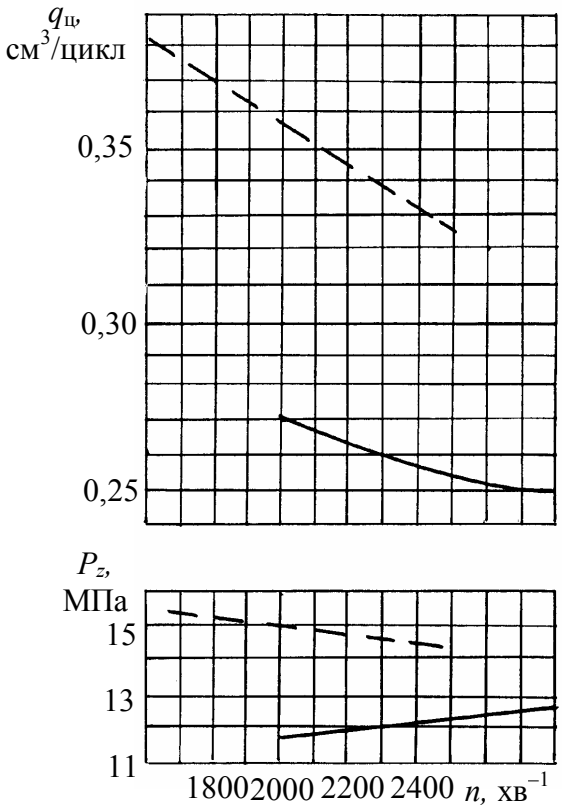



*Рисунок 4.11 – Залежність циклової подачі й максимального тиску згоряння від частоти обертання колінчастого вала:*
– – – – двигун з коефіцієнтом пристосованості 1,1; —— – двигун з коефіцієнтом пристосованості 1,4

ється, а у другого – збільшується. У зв'язку з цим з'являється необхідність зменшення кута випередження паливоподачі зі зниженням частоти обертання.

Зміна кута початку подачі палива може бути реалізована зміною взаємного положення кулачкового вала ПНВТ відносно колінчастого вала за рахунок відцентрової муфти (рис.4.12,а) або зміною моменту початку вприскування шляхом зміни взаємного положення плунжера і відсічного отвору в гільзі (рис.4.12, б, в).

Можливості регулювання за допомогою профільованої кромки на торці значно менші і не перевищують 3°.

Найбільш оптимальним слід визнати регулювання за допомогою рухомої втулки, що забезпечує зміну кута випередження паливоподачі до 10° та малі перестановочні зусилля. Керування такою втулкою покладено на регулятор.

*Плунжерна пара (насосний елемент).* Така пара складається з гільзи і плунжера; це найбільш відповідальний елемент паливного насоса. Сумісно доведені гільза з плунжером складають єдину пару, в якій заміна будь-якого елемента не допускається. Чистота доведених поверхонь має бути не менше $^{0,040}\sqrt{}$.

Якість виготовлення плунжерної пари контролюється стосовно плавності переміщення плунжера, а також гідрощільності пари.

Плунжер, висунутий з гільзи на 1/3 довжини, має плавно, без зупинок переміщуватися під дією власної ваги.

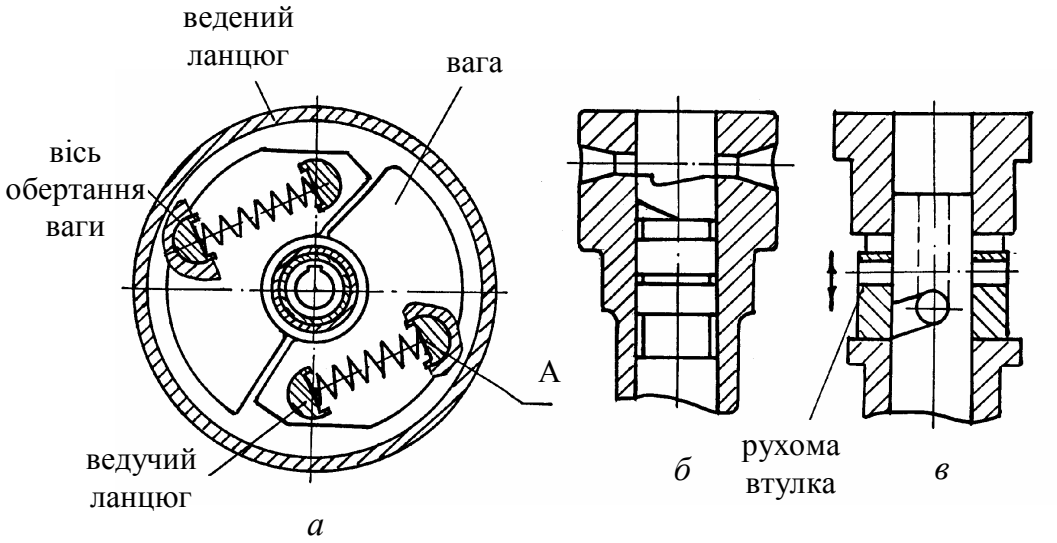



*Рисунок 4.12 – Механізми зміни кута випередження паливоподачі залежно від частоти обертання колінчастого вала за рахунок:*
*а* – відцентрової муфти; *б* – профільованого торця плунжера;
*в* – рухомої втулки

Гідрощільність перевіряють на еталонній суміші палива і масла при температурі навколишнього середовища 20±0,5 °С установкою на плунжер перевіреної ваги. Час опускання цієї ваги порівнюють з еталонною; розходження має бути не більше ніж 30 %.

Зазор між гільзою та плунжером складає 1…2 мкм, причому дуже важливо, аби зазори, отримані після доведення , зберігалися впродовж експлуатації. Для цього необхідно, щоб плунжер та гільза мали достатню жорсткість, яка забезпечуватиме їхню мінімальну деформацію. Основні конструктивні співвідношення щодо гільзи і плунжера показані на рис.4.6.

Верхня зона гільзи (бурт) сприймає тиск палива та зусилля затяжки.

Розміри цієї пари отримують з урахуванням наступних параметрів:

- ▲ діаметр гільзи (робочий) $D_1 = (2…3,5)\cdot d_{пл}$;
- ▲ висота бурта гільзи $l_{бур.} = (1,5…1,7)\cdot d_{пл}$;
- ▲ загальна довжина гільзи $l_{вт.} = (1,8…3)\cdot D_1$;
- ▲ діаметр нижньої зони гільзи $D_0 = (0,65…0,75)\cdot D_1$;
- ▲ довжина ущільнювальної зони плунжера $l_{ущ} = (0,85…1,0)\cdot l_{вт}$;
- ▲ довжина плунжера $l_{пл.} = (6,5…9)\cdot d_{пл}$.

Гільзи ПНВТ, залежно від способу ущільнення стику високого тиску палива, поділяються на безпосередньо ущільнені і підвісні (рис.4.13). При безпосередньому ущільненні (рис.4.13, а) передача зусилля до стику здійснюється через корпус насоса. Проте у підвісній конструкції (рис.4.13, б) діючі зусилля замикаються усередині гільзи.

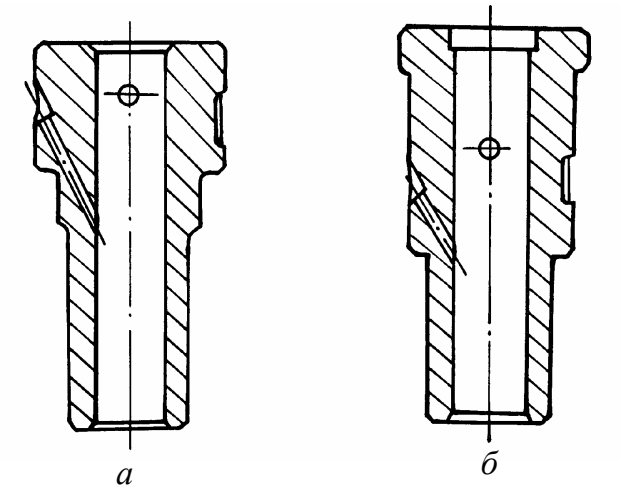



*Рисунок 4.13 – Конструкції гільз:*

*а* – безпосереднього ущільнення; *б* – підвісної

У зв'язку з цим характер і величина деформації поверхні внутрішнього діаметра в указаних конструкціях різні, що потрібно враховувати при виборі зазору в парі "плунжер – поршень".

Для запобігання попадання палива в картер двигуна середня зона гільзи, що співпадає з кільцевою проточкою в плунжері, поєднується з порожниною низького тиску.

У плунжері паливного насоса виділяють три пояси: верхній (здійснює дозування й нагнітання палива); середній (додатково ущільнює порожнину високого тиску); нижній (передає зусилля від кулачка і рейки).

При паливоподачі на плунжер діють бокові сили, що притискують його до дзеркала гільзи. У зв'язку з цим відрізняють плунжери *врівноважені* (з двома симетрично розташованими гвинтовими кромками) та *неврівноважені* (з однією гвинтовою кромкою). Плунжери першого типу кращі.

У ряді конструкцій для прискорення розвантаження надплунжерного простору його поєднують із відсічним отвором додатковими пазами.

Регулювальні кромки підрозділяються на *спіральні, гвинтові й скісні*. Багато фірм почали випускати плунжери із скісною регулювальною кромкою, які простіші у виготовленні. В існуючих конструкціях кут нахилу кромки змінюється від 21 до 53°, але частіше не перевищує 45°. Кут нахи-

лу визначається величинами циклових паливоподач на режимах номінальної потужності й крутного моменту.

Регулювальні кромки за способом поєднання з відсічним отвором поділяються на відкриті і закриті. Регулювальні кромки, що поєднуються з відсічним отвором крізь додатковий об'єм (проточку в плунжері), звуться *відкритими*, а без додаткового об'єму – *закритими*. Плунжери з відкритими регулювальними кромками мають менший знос та знайшли широке застосування для двигунів НТМ.

Конструкція врівноваженого плунжера з відкритою спіраллю і двома пазами показана на рис.4.14.

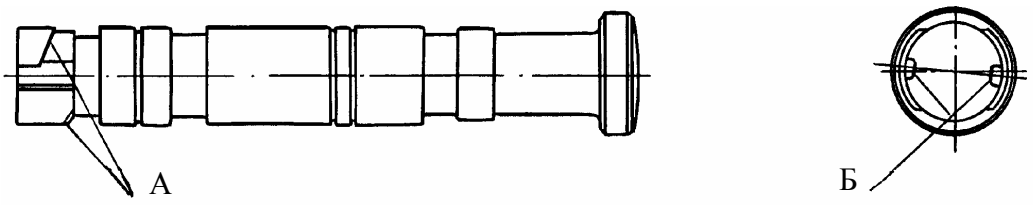



*Рисунок 4.14 – Конструкція плунжера двигуна 6ТДФ:*
А – кромки спіралей; Б – пази

Для забезпечення чіткої паливоподачі на гільзі та плунжері при тривалій експлуатації ПНВТ повинні зберігатися гострі кромки, а поверхні тертя – мати високу твердість. У зв'язку з цим гільзи та плунжери виготовляють з високолегованих сталей ШХ-15, Р-18, ХВГ, що підлягають об'ємному загартуванню та мають твердість $HRC_э$ не менше 58.

В останній час як матеріал для плунжерних пар використовують сталь 30Х3МФСА з подальшим азотуванням, що забезпечує твердість HV більше 850. Така пара має зносостійкість у 1,5…2,0 рази більшу у порівнянні із традиційними матеріалами.

*Штовхач плунжера.* Призначений для передачі руху від кулачка до плунжера; використовується роликового типу. Для штовхачів характерні конструктивні співвідношення, показані на рис.4.15.

Тут

$$H_{шт} = (0{,}95…1{,}3)\cdot D_{шт};$$

$$D_{шт} = (0{,}75…0{,}9)\cdot A,$$

де $A$ – крок між плунжерними парами у ПНТВ;

$D_{шт}$, $H_{шт}$ – діаметр та висота штовхача.

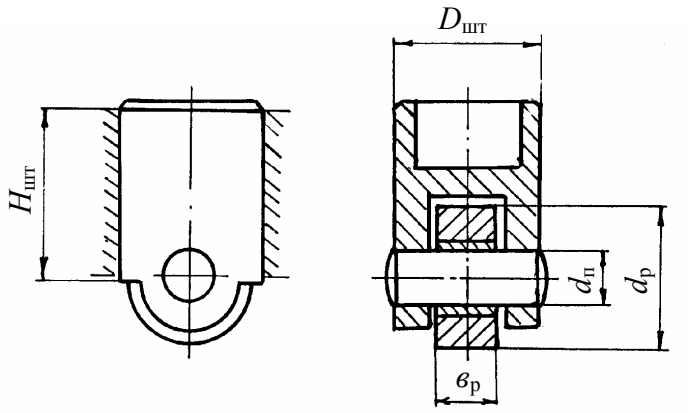



*Рисунок 4.15 – Схема привода штовхача*

Конструкцію штовхача та деталей його приводу визначають такі співвідношення:

- діаметр пальця ролика

$$d_п = (0{,}4…0{,}5)\cdot d_р;$$

- ширина ролика

$$b_р = (0{,}46…0{,}65)\cdot d_р;$$

- діаметр ролика

$$d_р = (0{,}5…0{,}75)\cdot d_0,$$

де $d_0$ – діаметр початкового круга кулачка.

При цьому максимальна швидкість качання ролика не повинна перевищувати 1,7 м/с.

Допустимі питомі тиски в опорах штовхача і ролика не повинні перевищувати 90 МПа, а у парі “штовхач-напрямна” – 20 МПа.

Палець ролика розраховують аналогічно поршневому. Напруги зрізу не повинні перевищувати 90 МПа, а згинання – 400 МПа.

У форсованих двигунах НТМ ролик установлюють на голках, а зовнішня поверхня ролика обробляється по сфері. Величина контактного тиску у парі “ролик-кулачок” сягає 2200 МПа. З метою підвищення контактної міцності від утоми ролики штовхачів виготовляють із сталі електрошлакового переплаву, а їхні поверхні підлягають алмазному виглажуванню з доведенням чистоти не нижче $^{0,32}\sqrt{}$.

*Пружина плунжера* та її параметри обираються за умови забезпечення постійного замикання кінематичного ланцюга при дії негативних сил інерції. За діючі маси приймають маси плунжера, штовхача та, частково, пружини:

$$m = m_{пл} + m_{шт} + 1/3 \cdot m_{пр} . \quad (4.9)$$

Найбезпечнішим є режим, що відповідає максимальній частоті обертання колінчастого вала на холостому ході, коли прискорення максимальні. В цьому випадку сила інерції

$$P_{w_{max}} = m\ W_{max} , \quad (4.10)$$

а зусилля, що розвиває пружина,

$$P_{пр} = к\ P_{w_{max}} , \quad (4.11)$$

де к = 1,15 – коефіцієнт запасу.

Максимальна і мінімальна напруги кручення, власна частота коливань та запаси міцності визначають за залежностями, які розглядалися у попередній главі.

*Корпус ПНВТ* виконується у вигляді моноблочної відливки з чавуну або алюмінієвого сплаву. Індивідуальні корпуси насосів виготовляються із сталевих поковок.

Конструкція корпусу насоса має забезпечити максимальну жорсткість при мінімальній масі, яка складає 20…30 % від маси всього ПНВТ.

Жорсткість і компактність забезпечуються за таких співвідношень:

- шаг між секціями

$$A_1 = (1{,}2…1{,}85) \cdot D_1;$$

- ширина

$$B = (0{,}35…0{,}48) \cdot H_к;$$

- розташування осі рейки ПНВТ

$$H_р = (0{,}68…0{,}84) \cdot H_к.$$

Внутрішня порожнина корпусу насоса сприймає періодичні діяння струменя високого тиску. З метою усунення кавітації та руйнування від неї сталевого корпусу його внутрішню поверхню азотують або вкривають нікель-фосфором; у корпусі з алюмінієвого сплаву розміщують сталеві відбивачі (втулки).

*Форсунки* призначені для подачі палива в конкретну зону КЗ та його розпилювання, аби забезпечити необхідну гомогенність робочої суміші та її рівномірне розподілення по об'єму цієї камери.

Форсунки – це виконавчі пристрої, за допомогою яких ПНВТ реалізують потрібні закони паливоподачі по-циклово та по окремих циліндрах.

Насос-форсунка відрізняється від форсунки тим, що являє собою сполучення форсунки з нагнітальною секцією ПНВТ, яка дозволяє практично усунути паливопроводи високого тиску і сприяє підвищенню максимального тиску вприскування до 150 МПа та більше. Вони набувають поширення, оскільки краще пристосовані до роботи у складі підсистем автоматичного комп'ютерного керування паливоподачею у двигунах НТМ, що визначається як перспектива поліпшення якості і конкурентноздатності військової техніки.

Форсунки поділяються на *відкриті, напівзакриті* та *закриті*.

У *відкритих* форсунках поміж ПНВТ та сопловими отворами розпилювача відсутній запірний елемент. Для поліпшення сумішоутворення часто забезпечують перехрещення струменів палива або їх закручування у гвинтовому чи відцентровому напрямних апаратах. Головною перевагою таких форсунок є їхня простота. Суттєвий недолік форсунок відкритого типу виявляється у негараздах паливоподачі, зокрема – у в'ялому протіканні кінцевої фази вприскування, підтіканні палива після закриття нагнітального клапана, погіршення якості розпилювання палива у КЗ при зменшенні частоти обертання колінчастого вала. Такі форсунки не задовольняють вимоги паливної апаратури двигунів НТМ.

У *напівзакритих* та закритих форсунках є запірний елемент між ПНВТ й розпилювальними отворами. Вони відрізняються місцем розташування означеного запірного елемента і поділяються на такі:

◑ *закриті*, коли запірна голка розташована безпосередньо на вході у розпилювальний отвір; шкідливий об'єм палива зведено до мінімуму; голка піднімається проти руху палива;

◑ *напівзакриті*, в яких запірний клапан (кулька), розташований на вході у форсунку, тобто на відстані від розпилювача; шкідливий об'єм складає 100…150 мм; запірний елемент відкривається за ходом палива.

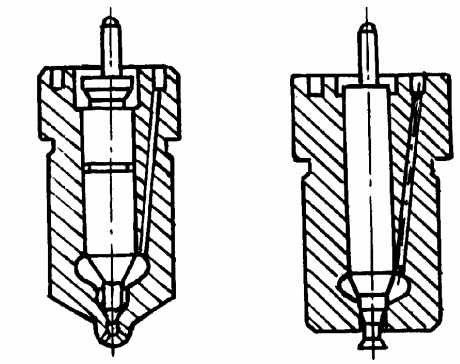
Більше розповсюдження при створенні двигунів НТМ отримали форсунки закритого типу з чітким початком і кінцем вприскування без підті-

кання палива. Однак закриті форсунки мають значно більші габарити, ніж напівзакриті, більшу імовірність зависання або прихвачування голки, необхідність дренажування палива, що протискується крізь прецизійну плунжерну пару.

За способом управління голкою форсунки поділяються на *автоматичні* (з гідравлічним приводом голки, яку піднімає тиск палива) та *примусово керовані* (в них закон руху голки визначається профілем кулачка або електронним сигналом при комп'ютерному керуванні паливоподачею). Електронне керування паливоподачею має великі переваги щодо керування паливоподачею у дизелях НТМ й воно розробляється як перспективне.

Сьогодні найбільше поширення отримали форсунки з автоматичним гідравлічним приводом голки.

Такі форсунки за способом розпилювання палива поділяються на клапанно-гвинтові та клапанно-соплові.



*а* *б*

*Рисунок 4.16 – Конструкції клапанно-соплових розпилювачів:* *а* – сопловий; *б* – штифтовий

У *клапанно-гвинтових* форсунках розпилювання палива здійснюється шляхом закручення палива у гвинтових каналах. Найбільш широко використовуються клапанно-соплові форсунки – штифтові та соплові (рис.4.16). Штифтові форсунки застосовуються в основному на двигунах із предкамерним сумішоутворенням та низьким тиском вприскування.

У двигунах із безпосереднім вприскуванням (якими є дизелі НТМ) застосовуються виключно форсунки соплового типу.

Якість розпилювання палива у сопловій форсунці визначається сумою факторів, у тому числі рухом палива у каналі розпилювача та дією зовнішнього середовища.

На процес руху палива у каналі сопла впливають його форма, стан вхідних та вихідних кромок, шершавість поверхонь, довжина вихідного отвору, його діаметр і т. ін.

Процес розпаду струменю зароджується усередині канала сопла.

За даними В.А. Кутового можна скласти таку схему процесів, що супроводжують рух палива у соплі. При вході палива у сопловий канал (рис.4.17, а) струмінь звужується внаслідок відриву потоку палива від стінок при обтіканні зовнішнього кута (кромки вхідного отвору у розпилювачі) через зростання радіальної складової швидкості $V_\rho$ потоку палива. Величина цієї складової

$$V_\rho = V_0 \sin \beta,$$

а осьової

$$V_z = V_0 \cos \beta.$$

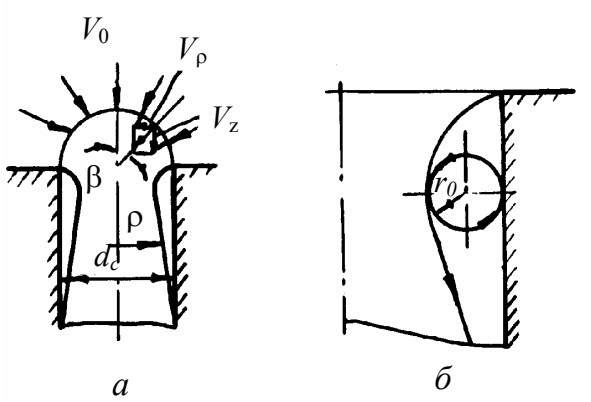



*Рисунок 4.17 – Схема входження (а) і руху (б) потоку палива у сопловому каналі*

Із схеми рис.4.17,а маємо:

$$\sin\beta = \frac{2\cdot\rho}{d_c}; \quad \cos\beta = \sqrt{1-\left(\frac{2\cdot\rho}{d_c}\right)^2};$$

тоді:

$$V_\rho = V_0 \frac{2\cdot\rho}{d_c};$$

$$V_z = V_0\sqrt{1-\left(\frac{2\cdot\rho}{d_c}\right)^2}.$$

Тут ρ – радіус мінімального перерізу потоку палива:

$$\rho = \frac{d_c}{2} - 2\cdot r_0,$$

де $r_0 = \left(\frac{d_c}{2} - \rho\right) \Big/ 2$ – радіус вихру в потоці палива.

Означений кільцевий вихор, що виникає у зоні максимального звуження потоку, періодично зривається та зноситься потоком до виходу з каналу розпилювача у циліндр двигуна. Процеси (турбулентні), що виникають у звуженому перерізі потоку палива, є першим фактором, який сприяє розпилюванню.

Визначимо максимальний стиск потоку палива та радіус турбулентного вихору.

Витрата палива через сопло

$$q = \int\limits_{(F)} V_z dF = \int\limits_{(\Theta)}\int\limits_{(\rho)} V_z \rho d\rho d\Theta = V_0 \int\limits_{(\Theta)}\int\limits_{(\rho)} \sqrt{1-\left(\frac{2\cdot\rho}{d_c}\right)^2}\,\rho d\rho d\Theta,$$

де ρ – поточне значення відстані від осі каналу розпилюючого отвору;

Θ – кут у меридіональній площині.

Переходячи до меж інтегрування, отримуємо:

$$q = 4\cdot V_0 \int\limits_0^{\pi/2} d\Theta \int\limits_0^{d_c/2} \sqrt{1-\left(\frac{2\cdot\rho}{d_c}\right)^2}\,\rho d\rho.$$

Після інтегрування

$$q = \frac{2}{3}\cdot\pi\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 V_0.$$

Врахуємо, що площа перерізу сопла $f_c = \frac{\pi d_c}{4}$.

Тоді

$$q = \frac{2}{3}\cdot f_c V_0. \qquad (4.12)$$

Із рівняння (4.12) бачимо, що через звуження потоку палива переріз використовується на 2/3, тобто:

$$\frac{f_{\text{звуж}}}{f_{\text{звуж}}} = \frac{2}{3} = 0{,}66 \text{ або } \frac{\pi\rho^2}{\pi\left(\frac{d_c}{2}\right)^2} \text{ та } \rho = \sqrt{0{,}66\cdot\left(\frac{d_c}{2}\right)^2} = 0{,}81\cdot\frac{d_c}{2} = 0{,}4\cdot d_c.$$

Таким чином, у стиснутому перерізі радіус ядра потоку палива дорівнює $0{,}4\cdot d_c$; а радіус вихору в цьому місці

$$r_0 = \frac{\frac{d_c}{2}-\rho}{2} = \frac{0{,}5\cdot d_c - 0{,}4\cdot d_c}{2} = 0{,}05\cdot d_c.$$

Для турбулентної характеристики вихору необхідно знати його циркуляцію швидкості.

На межі стиснутого перерізу швидкість потоку палива і кільцевого вихору в ньому однакові. Тоді циркуляція вихору

$$\Gamma = \int_0^l V \cdot dl = V\, l = 2\pi r_0 V = 2\pi 0{,}05 d_c V = 0{,}1 \cdot 3{,}14 d_c V = 0{,}314 d_c V\,, \qquad (4.13)$$

де $l$ – довжина круга вихору.

Це означає, що на першому етапі руху потоку палива в каналі сопла формуються турбулентні характеристики потоку. Периферійна й центральні зони потоку якісно відрізняються одна від одної. Центральна зона (стрижень або ядро) володіє найбільшою енергією, швидкістю та густиною. В міру наближення до периферії швидкість палива зменшується. Потік палива розрихлюється через відрив часток палива вихором, що виникає у каналі сопла.

На другому етапі руху палива у каналі сопла якість його розпилювання обумовлюється аеродинамічним опором середовища. Найбільший вплив на розпилювання мають:

- ◑ протитиск стиснутого повітря у КЗ;
- ◑ тиск вприскування палива;
- ◑ діаметри соплових отворів у розпилювачі;
- ◑ поле швидкостей повітряного заряду у циліндрі двигуна;
- ◑ швидкість палива у струмені, що витікає із соплових отворів розпилювача та ін.

Якість розпилювання, в свою чергу, характеризується тонкістю або дисперсністю краплевидних продуктів розпаду струменів палива у КЗ, далекобійністю факелів палива, кутом конуса та ін.

Дисперсність оцінюється величиною найбільшого діаметра крапель, що створюються при розпаді струменя (факела) палива.

Найвищої якості розпилювання потребують саме двигуни НТМ, оскільки вони відзначаються надвеликою літровою потужністю (у 2…3 рази вищою, ніж, наприклад, автотракторні двигуни) та внаслідок цього – надвеликими цикловими подачами палива, які необхідно ефективно спалювати в обмеженому просторі КЗ.

Згідно з залежністю (4.13) рівень впливу паливних вихрів на сумішоутворення підвищується, коли зростає швидкість витікання палива із соплових отворів. Для звичайно застосованих сопел з $l/d_c \geq 5$ ця швидкість має складати 200…400 м/с.

Під далекобійністю розуміють глибину проникнення паливного факела у КЗ за період, що відповідає процесу сумішоутворення. Для якісного згоряння палива, забезпечення рівномірності коефіцієнта надлишку повітря паливо повинно розподілятися рівномірно по всьому об'єму КЗ. Із збільшенням тиску наддуву, що характерно при форсуванні двигунів за літровою потужністю, далекобійність паливного факела зменшується. Тому саме з форсуванням двигуна стосовно тиску наддуву збільшують і тиск вприскування палива.

Кут конуса струменя $\alpha_ф$ (рис.4.18) дозволяє оцінити відповідність форми факела і конструкції (та об'єм) КЗ. Значення цього кута конуса залежить від густини середовища, куди вприскується паливо 1 змінюється від 15…18° у малофорсованих двигунах до 32…35° у високофорсованих дизелях НТМ.

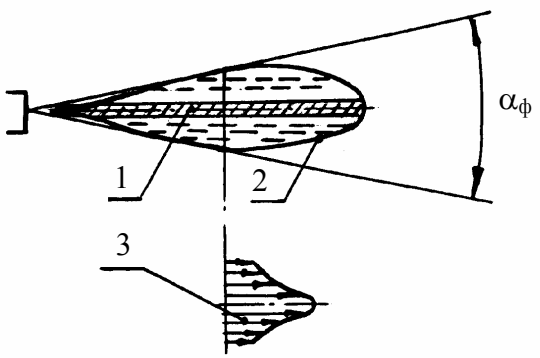



*Рисунок 4.18 – Схема паливного факела:*
1 – ядро; 2 – оболонка;
3 – крива швидкостей

Для уникнення торкання факелом торців поршнів у двигунах із поршнями, які рухаються в протилежні боки, роблять виїмки, які виключають прогари поршнів.

Залежність далекобійності й ширини конуса факела від опору середовища показана на рис.4.19.

З метою забезпечення якісного розпилювання палива його вприскування у циліндр здійснюється з деяким запізненням відносно початку активного ходу плунжера через підтискування запірного елемента форсунки зусиллям пружини. Тиск початку відкриття голки звичайно складає 8…10 МПа. На працюючому двигуні значення тиску палива, що відповідає початку відкриття запору, змінюється:

- при закритій форсунці

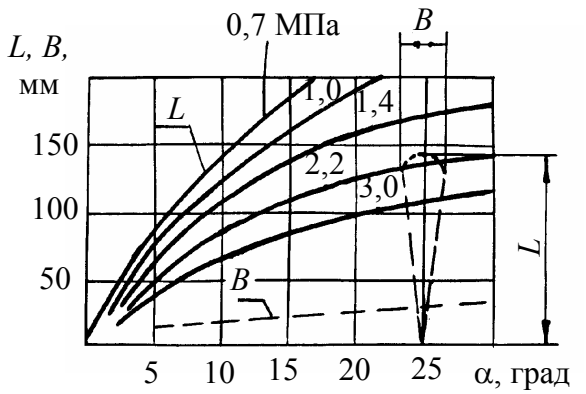



*Рисунок 4.19 – Залежність далекобійності L і ширини факела B від опору середовища*

$$P_{\text{відкр}} = P_{\text{зат}} - P_{\text{газ}}; \qquad (4.14)$$

- при напівзакритій форсунці

$$P_{\text{відкр}} = P_{\text{зат}} + P_{\text{газ}}, \qquad (4.15)$$

де $P_{\text{газ}} = p_{\text{газ}} \dfrac{\pi \cdot d_к^2}{4}$ (див. рис.4.20).

Рух голки можливий за умови:

$$P_{\text{палива}} > P_{\text{відкр}},$$

де $P_{\text{палива}} = p_{\text{палива}} \left( \dfrac{\pi d_{\text{голки}}^2}{4} - \dfrac{\pi d_{\text{х}}^2}{4} \right)$.

Із рівняння (4.14) отримуємо:

$$p_{\text{палива}} \left( \frac{\pi d_{\text{голки}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{х}}^2}{4} \right) > \Delta l_0 c - p_{\text{газ}} \frac{\pi d_{\text{х}}^2}{4},$$

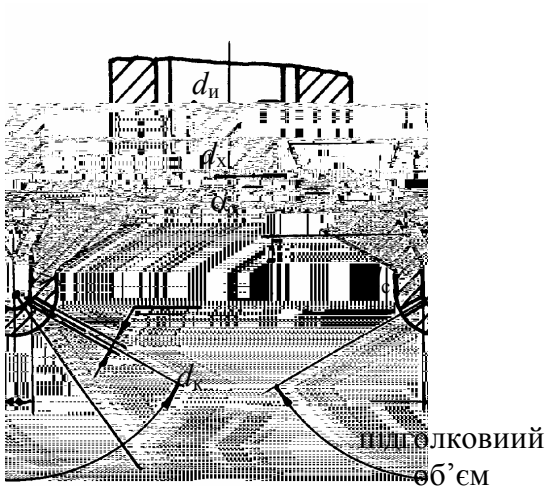



*Рисунок 4.20 – Схема розпилювача*

де $\Delta l_0$ – початкова деформація пружини; $c$ – жорсткість пружини.

Відношення

$$\frac{d_{\text{х}}^2}{d_{\text{голки}}^2 - d_{\text{х}}^2} = \delta_{\text{голки}}$$

зветься коефіцієнтом диференційованості голки. Величина $\delta_{\text{голки}}$ виконаних форсунок складає 1,03…1,2.

З метою уникнення деформації голки й забезпечення необхідної точності обробки діаметр голки вибирають не меншим 6 мм. На двигуні 12ЧН15/16 він дорівнює 5 мм, а наприклад, на деяких ПНВТ фірми “БОШ” діаметр голки зменшують до 3,5 мм.

Кут запирального конуса голки звичайно дорівнює $\alpha_к = 60°$. При збільшенні цього кута збільшується й прохідний переріз. Однак надійність розпилювача знижується. Кут конуса голки перевищує кут конуса сідла на 1°; при цьому створюється гідравлічна подушка під голкою, що пом'якшує посадку голки.

Для скорочення часу підйому й посадки голки, забезпечення різкого закінчення вприску необхідно скорочувати величину максимального підйому голки. Звичайно підйом голки не перевищує $Y_{max} = 0{,}2…0{,}35$ мм.

Зменшення підйому голки збільшує гідравлічний опір канала форсунки (розпилювача). Цю гідравлічну характеристику розпилювача оцінюють залежністю ефективного перерізу $(\mu f)_р = \varphi(y)$. Але гідравлічна характеристика розпилювача ще залежить і від опору сопла; тоді

$$(\mu f)_p = \frac{(\mu f)_к \cdot (\mu f)_c}{\sqrt{(\mu f)_к^2 + (\mu f)_c^2}}.$$

З урахуванням кожного з факторів цієї залежності забезпечується необхідна гідравлічна характеристика розпилювача.

Важливе значення для роботи двигуна має величина підголкового простору. Після закінчення вприскування й посадки голки паливо по інерції продовжує надходити до камери згоряння при низькій швидкості та далекобійності. Це викликає погіршення індикаторного ККД, підвищення температури носка розпилювача та його закоксовування, збільшення концентрації залишків палива у випускних газах. На рис.4.21 за даними фірми "БОШ" показаний вплив об'єму на концентрацію вуглеводнів у випускних газах для двох типів розпилювачів. На двигуні з розпилювачем, у якому соплові отвори запираються голкою (без підголкового об'єму), викиди неспалених вуглеводнів менше у 1,5…2,5 рази. Тому рішення екологічних проблем при використанні можливостей власне робочого про-

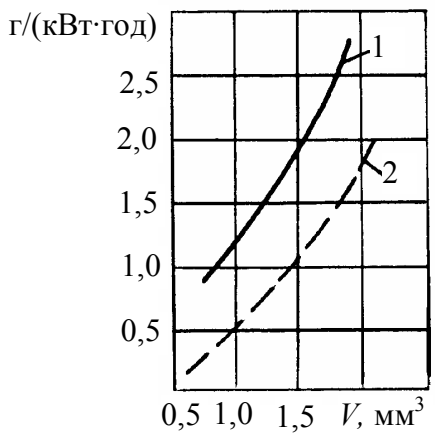



*Рисунок 4.21 – Вплив підголкового простору на викиди вуглеводнів:*
1 – з мінімальним об'ємом;
2 – без такого об'єму

цесу дизелів обов'язково повинно починатися з оцінки шкідливих підголкових об'ємів.

Найчастіше дефекти виникають при роботі форсунок і це відсутність рухливості голки й закоксовування соплових отворів, не пов'язаних із підголковим простором.

Рухливість голки досягається підбором жорсткості корпусу, довжини напрямної й зазору у парі "голка-корпус", який повинен бути у межах 1… 3 мкм. При менших зазорах можливе зависання голки через деформацію корпусу голки, при більших зазорах зростають витікання палива, особливо на часткових навантаженнях.

Розпилювач форсунки виходить безпосередньо у КЗ. Температура розпилювача залежить від площі лобової проекції, що омивається газами, інтенсивності охолодження водою або паливом, способу установки форсунки в головці і місця розташування в останній. Найбільш доречною є установка форсунки так, щоб забезпечувати її симетричне охолодження, яке можливе тільки при форсунці, яку розташовано у головці циліндра паралельно клапанам.

Практика експлуатації, наприклад, автотракторних двигунів свідчить, що максимально допустима температура носка розпилювача не повинна перевищувати 210 °С. Двигуни ж НТМ успішно працюють і при надто високих температурах, що пояснюється відсутністю згоряння у носка розпилювача й підвприсків палива. Так, на двигунах 5ТДФ температура носка розпилювача сягає 300 °С та при цьому погодинна витрата палива стабільна у процесі тривалих випробувань.

Залежність температури носка розпилювача від впливових факторів показана на рис.4.22. Найбільший вплив на температуру носка чинить величина його виступання у КЗ, що збільшує теплопідведення до розпилювача від газів у циліндрі двигуна. Тому на форсованих дизелях НТМ діаметр носка розпилювача та його виступання виконують мінімальними. Так, на двигуні 5ТДФ діаметр носка розпилювача та його виступання у КЗ не перевищують відповідно 5 та 1 мм.

Умови роботи форсунки за наведеними вище міркуваннями значно складніші, ніж паливного насоса високого тиску, хоча обидва вузли відносяться до прецизійних. Особливу увагу треба приділяти ущільненню посадки голки на кінці розпилювача. Для збільшення питомого тиску та ліпшої

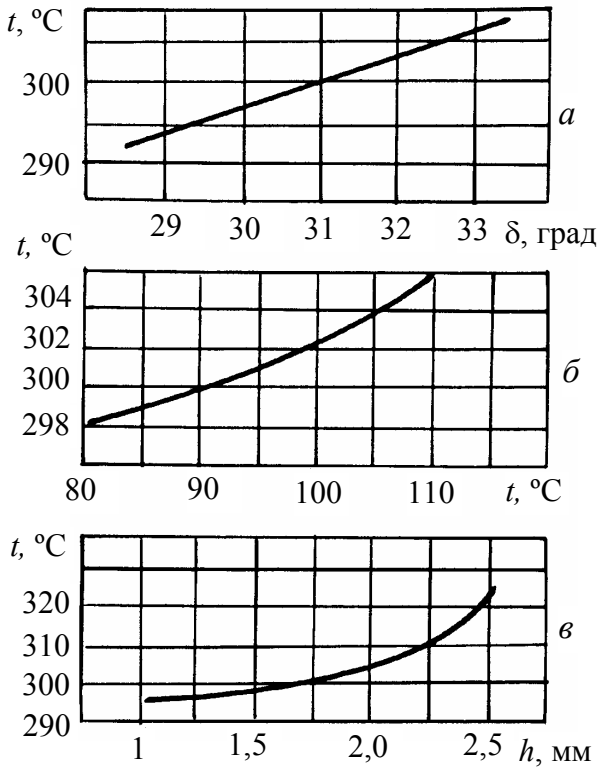



*Рисунок 4.22 – Залежність температури носка розпилювача двигуна 2Ч7,8/7,8 від значень:*

*а* – кута випередження початку паливоподачі; *б* – температури охолоджувальної води; *в* – величини виступання у КЗ

ущільненості ширина притертого посадочного пояска повинна складати 0,5…1,0 мм і, як відмічалося раніше, кут конуса біля голки повинен бути приблизно на 1° більшим, ніж у сідла голки.

Розпилювач та голка складають єдиний комплект, в якому заміна будь-якої з деталей пари не допустима. Зовнішня поверхня голки й внутрішня поверхня розпилювача доводяться за допомогою притиральних паст до чистоти не нижче $^{0.04}\sqrt{}$. Як матеріал для розпилювача використовують сталь ШХ-15, а для голки – Р18. Деталі мають твердість $HRC_э$ 58…62 та 60…63 одиниць, відповідно. Для усунення змін розмірів у роботі деталей їх стабілізують холодом.

Розпилювачі мають від одного до шести отворів діаметром від 0,15 мм до 0,5 мм, що виготовляються електроіскровим способом або свердленням. Сопловий канал повинен мати суворо циліндричну форму із зберіганням гострої кромки на виході.

Форсунка являє собою завершений самостійний вузол, що підлягає обкатним та здавальним випробуванням. У процесі здавальних, наприклад, випробувань контролюється:

- тиск початку подачі палива;
- якість розпилювання палива; початок розпаду струменя повинен знаходиться на відстані 5…10 мм від торця розпилювача. Різке вприскування палива повинен супроводжуватися характерним деренчливим звуком;

- відсутність відриву краплі від розпилювача при опресуванні за одну хвилину;
- напрямок струменів палива на об'ємному глобусі; струмені повинні сягати відмічених квадратів.

На двигунах НТМ знімання чи регулювання елементів паливної апаратури у межах гарантійного строку не допускаються.

*Паливопроводи високого тиску*

Паливопроводи призначені для з'єднання надплунжерного простору паливного насоса з форсунками. З метою мінімального впливу трубопроводів на роботу паливної апаратури вони повинні мати мінімальний об'єм, малий гідравлічний опір, забезпечувати ущільнення стиків високого тиску, дозволяти перебирання, мати велику міцність. Руйнування означених трубок викликає тяжкі аварії, що спричиняє пожежі.

Паливопроводи виготовляються із сталі 20А з товстостінних безшовних холоднодеформованих трубок методом послідовного розкатування. Для зняття технологічних напруг трубки підлягають нормалізації при температурі 860 ± 10 °С у середовищі інертного газу, який виключає зневуглецьовування зовнішньої поверхні, що може різко знизити міцність від утоми трубок при пульсаціях у них палива. Трубки у стані постачання мають тимчасовий опір розриву не менше 400 МПа, відносне поздовження не менше 21 %.

Внутрішній діаметр трубопроводу вибирають залежно від діаметра плунжера у межах $(0{,}17\ldots0{,}22)\cdot d_{пл}$; він звичайно лежить у межах 1,5… 3 мм. Найменший діаметр трубопроводу застосований на двигуні 5ТДФ та має розмір 1,1 мм. Допуск на внутрішній діаметр трубопроводу і чистота його поверхні впливають на продуктивність й характеристики вприскування. Чистота поверхні на виконаних конструкціях складає не нижче $R_z$ 40, а допуск – близько ±0,5.

Важливим елементом паливопроводу є його кінці, виготовлені холодним висаджуванням з подальшою механічною обробкою. Конструкція кінця паливопроводу показана на рис.4.23. Місця переходу від конуса до трубки обов'язково поліруються з метою зниження концентрації напруг.

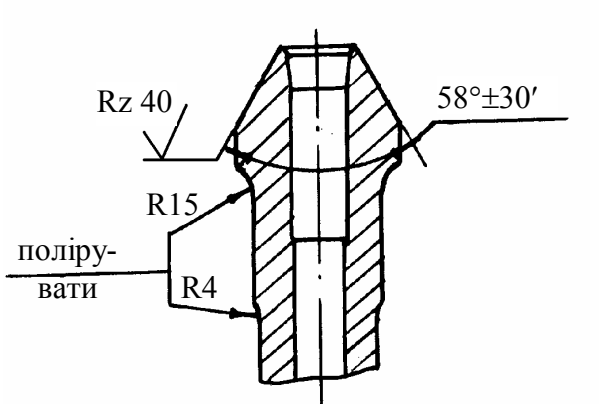



*Рисунок 4.23 – Конструкція кінця паливопроводу*

Для зручності монтажу безпосередньо на двигуні трубки гнуться. При цьому з метою зниження монтажних напруг кінці трубок із пов'язаними деталями повинні збігатися з точністю до 0,5 мм. Після гнуття трубки відпалюють у чавунній стружці при температурі 500 °С.

Із зростанням циклових подач палива та збільшенням частоти обертання колінчастого вала ускладнюється проблема забезпечення міцності від утоми трубопроводів. Усунення небезпеки резонансу трубок здійснюється за допомогою кронштейнів, що встановлюються на блок. Вони повинні мати достатню власну жорсткість і оптимальну зону кріплення трубки. Для забезпечення надійної роботи трубопроводів найбільше значення згинальних напруг у трубці не повинно перевищувати 100 МПа.

*Конструкції ПНВТ форсованих дизелів*

На двигунах НТМ застосовуються в основному золотникові ПНВТ. Виняток – насос розподільного типу на двигуні AVDS-1790-2A.

На двигунах 5ТДФ. 6ТД, 12ЧН15/16 використані індивідуальні насоси; на інших двигунах НТМ – блочні насоси.

Всі ПНВТ мають постійний хід плунжера, жорсткий привід, забезпечують безпосереднє вприскування палива.

Конструкції насосів двигунів 6ТД та 12ЧН15/16 показані на рис.4.24 та 4.25.

Паливний насос двигуна 6ТД складається із корпусу 1, відштампованого із сталі 40Х, насосного елемента (гільзи 10 та плунжера 11), трійника 12, поводка 9 і деталей привода плунжера: важеля 4, пальців 18 і 21, голок 19, ролика 20.

Фіксація корпусу відносно блока здійснюється буртом "*д*", що входить у розточку блока. Корпус до блока закріплюється чотирма шпильками.

Гільзу та плунжер виготовляють із сталі 38Х3МФСА й азотують на глибину 0,45…0,60 мм з забезпеченням твердості HV ≥ 850.

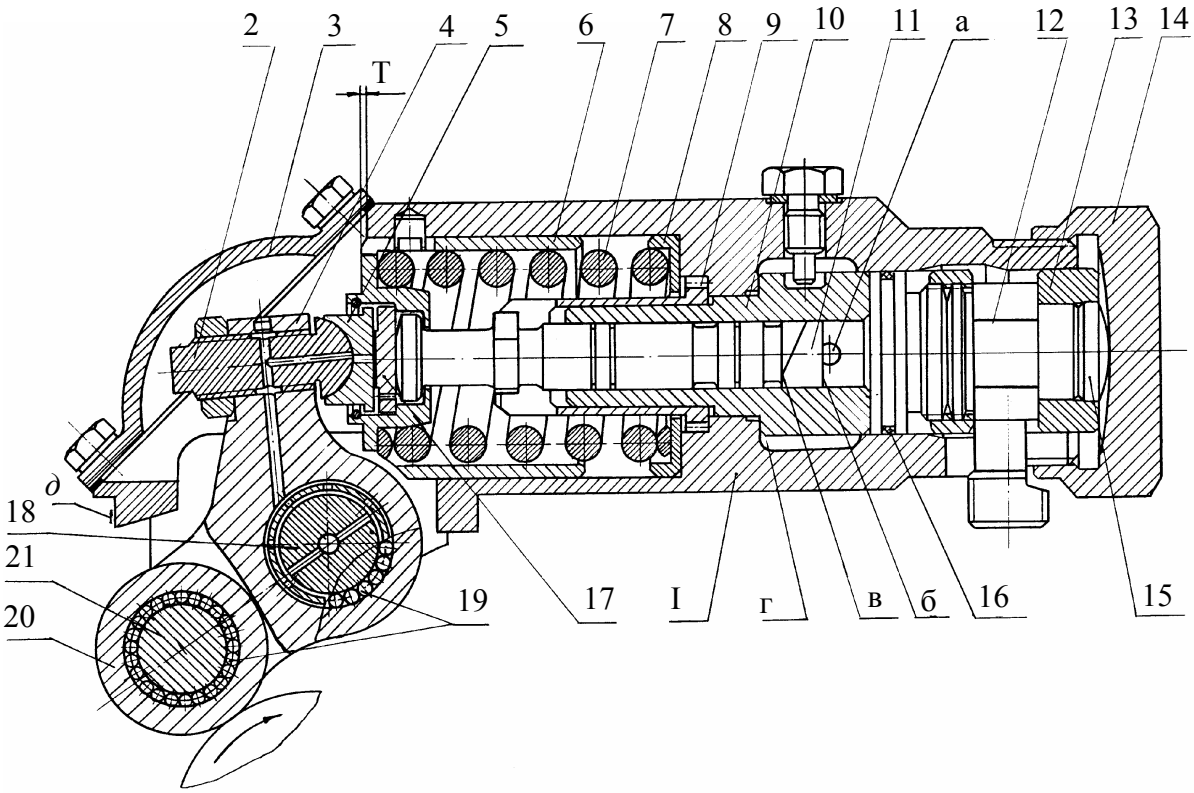



*Рисунок 4.24 – Паливний насос високого тиску двигуна 6ТД:*

1 – корпус; 2 – грибок; к – кришка; 4 – важіль; 5 – сухарик; 6 – штовхач; 7 – пружина; 8 – тарілка пружини; 9 – поводок; 14 – притискуюча гайка; 15 – сферичний упор; 16 – ущільнювальне кільце; 17 – проставка; 18 – вісь важеля; 19 – підшипники; 20 – ролик; 21 – палець ролика; а – отвір для сполучення внутрішньої порожнини гільзи та порожнини всмоктування; б – кромка торця плунжера; в – відсічна кромка плунжера; г – порожнина всмоктування; д – бурт фіксації корпуса

Гільза спирається на бурт корпусу, має висоту бурта 22 мм, що забезпечує її мінімальну деформацію. Внутрішня поверхня гільзи виконана конусною – з меншим діаметром конуса із боку трійника. Різниця діаметрів лежить у межах: 0,001…0,004 мм. Некруглість робочої поверхні не більша, ніж 0,0005 мм.

Плунжер – урівноважений, з двома спіральними відсічними кромками “в” і канавками для зменшення утікання палива. Зовнішня поверхня – конусна із більшою підвалиною (різність діаметрів 0,002…0,005 мм) з боку відсічної кромки (торець “б”).

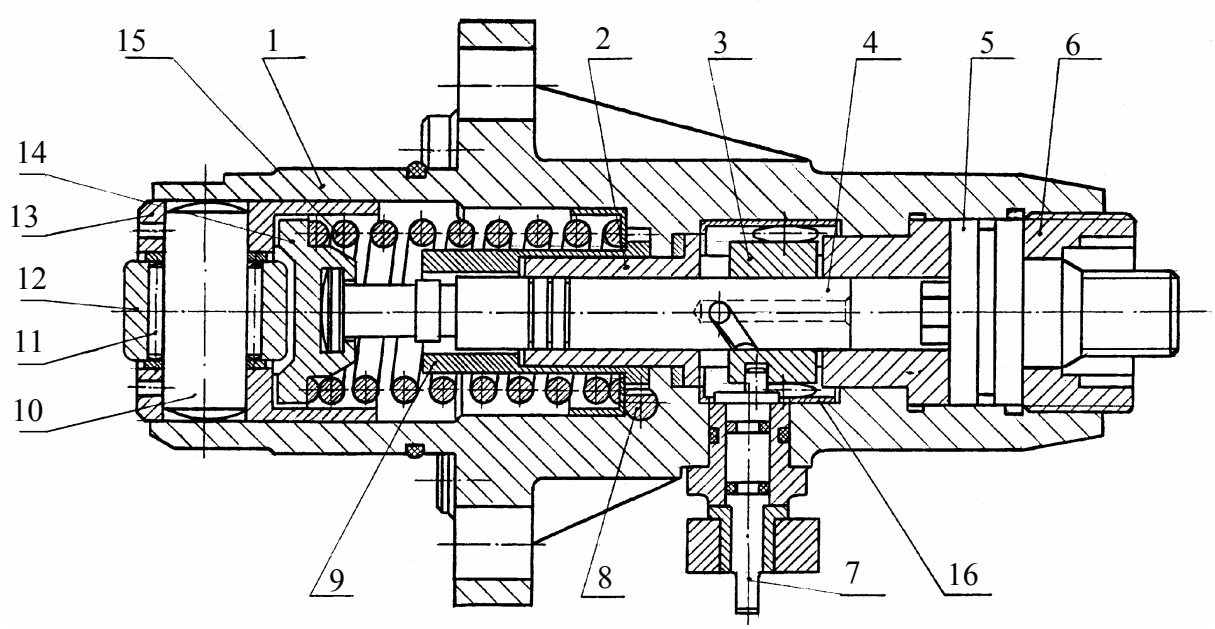



*Рисунок 4.25 – Насос паливний індивідуальний двигуна 12ЧН15/16:*
1 – корпус; 2 – гільза; 3 – рухома втулка; 4 – плунжер; 5 – нагнітальний та зворотний клапан; 6 – гайка; 7 – кутомін; 8 – рейка; 9 – поводок; 10 – палець; 11 – голка; 12 – ролик; 13 – штовхач; 14 – упор пружини; 15 – пружина; 16 – втулка

Таке виготовлення робочих поверхонь гільзи та плунжера дозволяє забезпечити перемінний зазор вздовж висоти гільзи: менший із боку порожнини нагнітання, більший – із протилежного боку, що повністю запобігає задиранню плунжерної пари.

Тим же цілям служить штовхач 6, що розгружує плунжер від бокових зусиль. Рух від кулачкового вала до плунжера передається через ролик 20, важіль 4, грибок 2, осі 18 та 21, ролики 19. За рахунок переміщення грибка 2 має місце зміщення плунжера 7 відносно кромки отвору “а”, що дозволяє змінювати кут випередження паливоподачі.

Нагнітальний й зворотні клапани розміщені у трійнику й проставці (рис.4.26). Нагнітальний клапан 7 роз’єднує надплунжерний простір і трубопроводи високого тиску в період між вприсками.

Зворотний клапан 5 розвантажує трубопроводи від остаточного тиску.

Нагнітальний клапан регулюється на тиск відкриття 1,2 МПа та хід 0,35 мм. Зворотний клапан відкривається при тиску 3 МПа та має хід 0,2 мм.

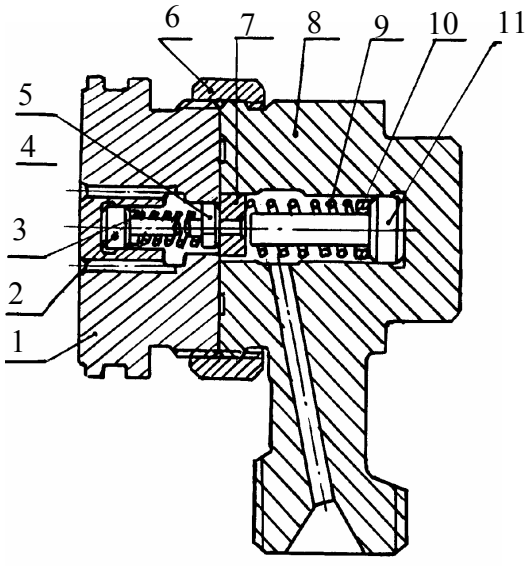



*Рисунок 4.26 – Трійник насоса високого тиску:*

1 – проставка; 2,11 – упори; 3,10 – регулювальні шайби; 4,9 – пружини; 5 – зворотній клапан; 6 – гайка; 7 – нагнітальний клапан; 8 – корпус

Гільза, проставка й трійник стягуються гайкою 14. Для центрального прикладення навантаження служить сферичний упор 15. Зусилля затягування гайки регламентується й не повинно перевищувати 24…26 кгс·м.

На торці кришки 3 нанесена величина розміру “Т”, що показує на те, що торець плунжера “б” знаходиться на відстані 2,6 мм від верхньої кромки отвору “а”. Якщо розмір “Т”, указаний на кришці, не співпадає при установці його на двигун, необхідно його виставити знову, обертаючи регулювальний грибок 2.

У корпусі ПНВТ розташовані:

- пружина 7 для повернення плунжера у вихідне положення;
- поводок 9 з рейкою для регулювання кількості палива, що подається;
- запобіжний фільтр із бронзових шариків діаметром 0,3…0,4 мм, зварених між собою;
- канали для подавання палива та масла.

На рис.4.25 показана конструкція паливного насоса двигуна 12ЧН15/16. Корпус 1 виконаний з алюмінієвого сплаву АК4-1. Для захисту його від кавітаційних руйнувань струменем відсіченого палива встановлена стальна розрізна втулка 16. У паливному насосі передбачено регулювання початку подачі палива за допомогою кутоміна 7, закон переміщення якого визначається регулятором. Кутомін переміщує рухому втулку 3. На режимі номінальної потужності кут випередження паливоподачі найбільший і складає 30 град. до ВМТ (втулка 3 розміщена у крайньому лівому положенні); на режимі крутного моменту кут випередження подачі палива – найменший (22 град. до ВМТ; втулка знаходиться у крайньому правому положенні).

На вітчизняних двигунах В-84, УТД-20 паливні насоси виконано за блочною схемою. В єдиному корпусі з ПНВТ розташований всережимний регулятор.

На двигуні В-84 паливний насос – рядний; на дизелі УТД-20 він опозитний. Насоси розташовано у розвалі блоку циліндрів.

Плунжерні пари – золотникового типу. На двигуні В-84 нагнітальний клапан перового типу із розвантажувальним пояском, а на двигуні УТД-20 – циліндричний.

При конструюванні багатоплунжерних насосів прагнуть зменшити їх розміри, масу, підвищити жорсткість корпусу. Одним із способів збільшення означеної жорсткості є V-подібне компонування насосних секцій. Насоси такого типу випускаються з корпусами, що виконані із литого алюмінієвого сплаву у вигляді моноблоків; насосні секції – підвісні.

Вище відмічалося, що для двигунів НТМ не застосовуються розподільні паливні насоси високого тиску, в тому числі – для вітчизняних НТМ. Тому бажаючих ознайомитися з їх конструкціями відносимо до поширеної літератури щодо нефорсованих дизелів народногосподарського використання.

*Конструкції форсунок форсованих дизелів*

У двигунах НТМ застосовуються переважно форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням голкою (виняток – двигуни типу 5ТДФ, на яких використовуються напівзакриті форсунки).

Характерними геометричними параметрами форсунок є встановлюваний діаметр $D_р$ та довжина $L_{уст}$ (рис.4.27), найменші встановлювані розміри має форсунка двигуна 5ТДФ. Як сказано вище, у найбільш складних умовах працює розпилювач форсунки, що виходить безпосередньо у КЗ. Діаметр розпилювача $D_р$ та величина виходу у КЗ визначають температуру розпилювача. На двигуні 5ТДФ удалося зробити діаметр розпилювача щонайменш можливим; це дозволяє при рівнях літрових потужностей, які перевищують інші у 2…3 рази, мати цілком прийнятний рівень температур, що виключає коксування соплового отвору.

Величина $L_{уст}$ визначається конструкцією головки циліндрів, місцем розташування пружини. За місцем розташування пружини форсунки поділяються на *штангові* (рис.4.27,б та рис.4.28,а) і *безштангові* (рис.4.27,в та 4.28,б).

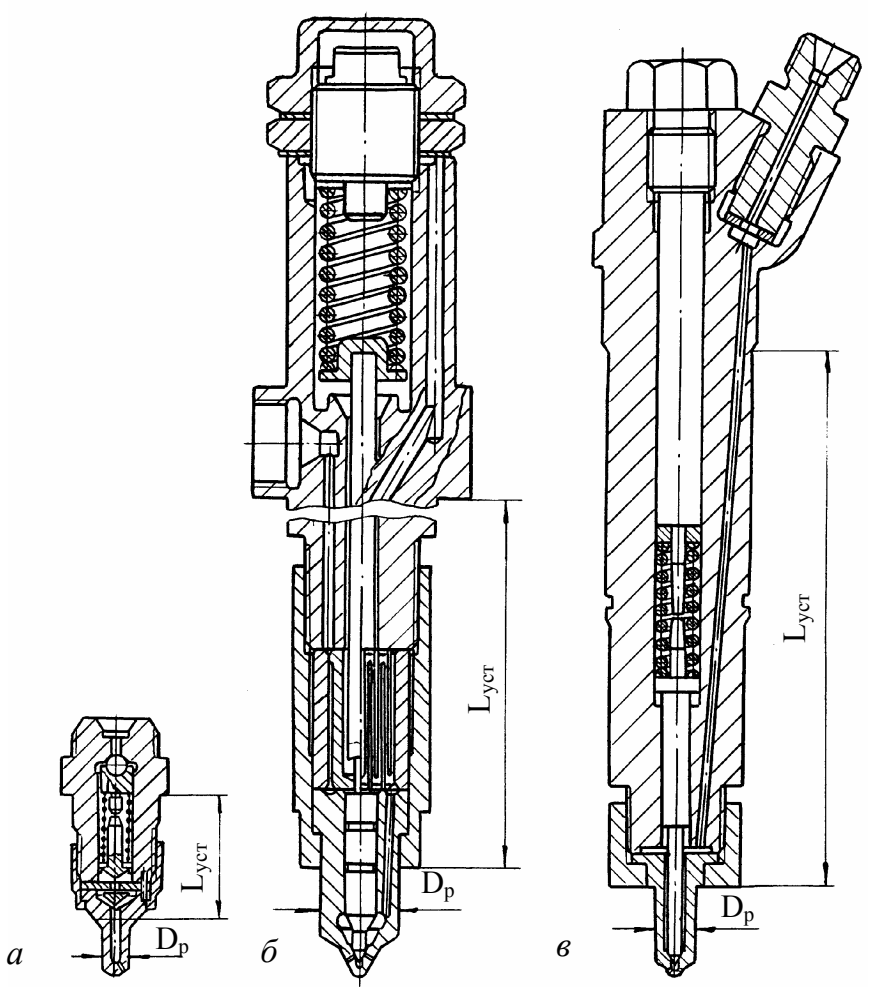



*Рисунок 4.27 – Конструкції форсунок двигунів НТМ:*
*а* – дизель 5ТДФ; *б* – дизель В-84; *в* – дизель фірми “Лейланд”

У штангових форсунках між голкою форсунки і пружиною є проміжна деталь – штанга, що дозволяє розмістити пружину у зоні менших температур, полегшує регулювання та дає можливість зменшити величину встановлювального діаметра $d_р$.

Суттєвим недоліком штангових форсунок, що не дозволяє форсувати двигуни за частотою обертання колінчастого вала, є підвищена маса деталей, що поступально рухаються. Маса штанги цих форсунках сягає 50 % від загальної маси всіх рухомих деталей. Із-за підвищеної маси у витках пружини виникають високі динамічні напруги, збільшується небезпека зносу сідла голки й проривання гарячих газів у порожнині форсунки при посадці голки. У зв’язку з цим широке розповсюдження отримали безштангові форсунки, в яких маса рухомих деталей зменшена майже у 5 разів.

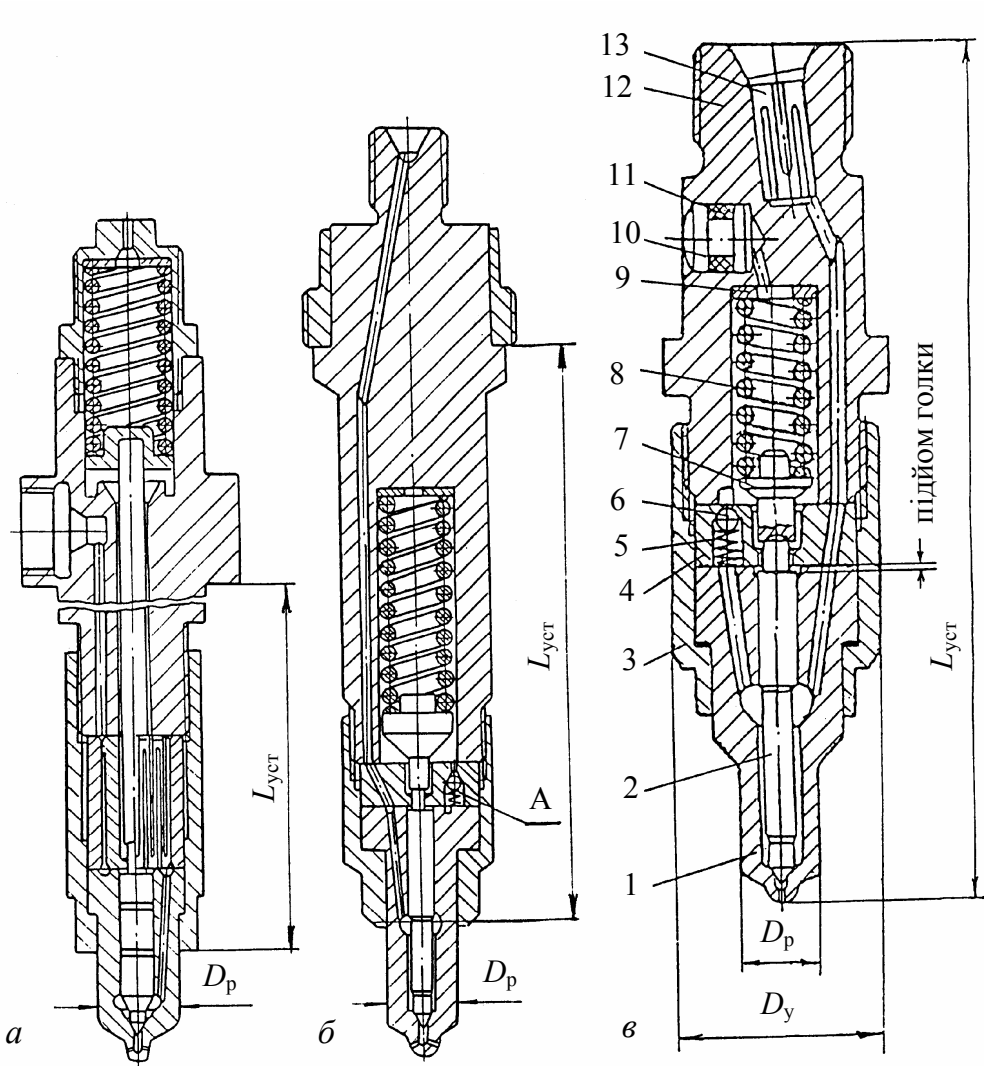



*Рисунок 4.28 – Конструкції форсунок двигунів НТМ:*

*а* – дизель УТД-20; *б* – дизель 12ЧН15/16; *в* – дизелі ДТ, 3ТД, 6ТДФ: 1 – розпилювач; 2 – голка; 3 – гайка; 4 – проставка; 5 – пружина; 6 – кулька; 7 – тарілка пружини; 8 – пружина; 9 – шайба регулювальна; 10 – заглушка; 11 – кільце ущільнювальне; 12 – корпус; 13 – фільтр щілинний

Для зменшення маси рухомих деталей в останній час прагнуть зменшити діаметр голки форсунки. На двигуні 12ЧН15/16, наприклад, діаметр голки зменшили з 6 до 5 мм, а фірма “Сименс” виконує голку форсунки порожнистою.

На більшості форсунок розміщують фільтрувальні елементи для відловлювання випадкових механічних часток у паливі; фільтри частіше використовуються щілинні, рідко – сітчасті.

На форсунках (рис.4.27,б та рис.4.28,а) ставляться щілинні фільтри,

які встановлюються всередині втулок форсунок.

Із застосованих у теперішній час способів кріплення форсунки найкраще центрування забезпечується при закріпленні її центральною гайкою (рис.4.28, б), а найгірше – при закріпленні її фланцем за допомогою шпильок (рис.4.27, б, в та 4.28, а), оскільки у даному випадку важно забезпечити однакову затяжку гайок і виключити перекіс форсунки.

Паливо, яке у процесі роботи форсунки протікає крізь зазор пари "голка-корпус" розпилювача, проходить далі у порожнину форсунки, де розташована пружина, й відводиться крізь отвір у гайці або у ковпаку кріплення пружини (рис.4.28, а). І далі це паливо відводиться вже по трубопроводу в паливну систему (контур) низького тиску. Для спрощення конструкції, згідно із рис.4.28 б, скид утікання палива здійснюється між вприскуваннями через спеціальний кульковий клапан А, що встановлено у проставці.

На двигунах 5ТДФ та 6ТД застосована клапанна (напівзакрита) форсунка, де клапан відкривається вздовж напрямку руху палива.

Кульковий клапан діаметром 4 мм, який складається з шарика й грибка, відкривається при тиску 9 МПа. Він забезпечує чітке вприскування палива та перешкоджає витіканню його до КЗ у період між вприскуваннями. Грибок служить напрямною для кульки. Упор обмежує хід кульки у межах 0,18…0,22 мм. Для протікання палива у грибку зроблені лиски глибиною 0,15 мм, а в упорі – пази.

Основною позитивною властивістю цих форсунок є збільшення тиску на початку і в кінці вприскування палива при збільшенні тиску газів у циліндрі двигуна. До інших переваг відносяться: простіша конструкція форсунки, відсутність прецизійних деталей та додаткової магістралі для відведення палива, що просмокталося. Мала маса рухомих деталей забезпечує високу зносостійкість сполучення "клапан-сідло".

Недоліком цих форсунок є наявність великого об'єму палива після клапана. Тиск палива перед сопловими отворами нижчій, ніж тиск перед входом у форсунку на величину тиску відкриття клапана.

Як вище сказано, на серійних форсунках двигунів НТМ сьогодні застосовуються переважно форсунки закритого типу. Одним з недоліків таких форсунок, що не сприяє поліпшенню екологічності та подальшому форсуванню двигунів, зокрема по частоті обертання колінчастого вала, є ве-

лика маса рухомих деталей. У результаті зменшується швидкодія підйому й посадки голки форсунки, зростає небезпека прискорення зносу ущільнювального конуса, і як наслідок – проривання гарячих газів у порожнині всередині форсунки.

Тому, у першу чергу, прагнуть зменшити діаметр голки форсунки; досвід щодо цього, наприклад, фірми "Bosch", висвітлено вище.

Вперше на вітчизняних двигунах НТМ типу ДТ, 3ТД, 6ТДФ застосовуються серійні форсунки з діаметром голки 3,5 мм. Це дозволило зменшити масу рухомих деталей у 5…7 разів та, що головне, знизити питомий тиск на поверхні ущільнювального конуса; останнє збільшує довговічність прецизійної пари форсунки по корпусу у 2…2,5 рази.

Зупинимося дещо детальніше на перевагах нової форсунки (рис.4.28,в).

Зменшення діаметра голки форсунки дозволило також поліпшити й деякі характерні геометричні характеристики. В найбільш важких умовах, як відомо, функціонує розпилювач форсунки, нижня зона якого безпосередньо виходить у КЗ. Діаметр носика розпилювача $D_р$ і виступання його у КЗ визначають температуру цієї відповідальної зони. Тому введене на вказаних дизелях зменшення $D_р$ до 6,8 мм замість 9 мм (на традиційних форсунках) дозволяє отримувати прийнятний рівень температур, тобто без перегріву розпилювача.

У новій форсунці мінімальним є підголковий об'єм, який не перевищує 0,6 мм$^3$ (на форсунках типу ЯМЗ – 1,8 мм$^3$). Це практично усунуло підтікання палива після посадки голки й поліпшило екологічні характеристики двигуна. На форсунці використаний щілинний фільтр для уловлювання випадкових механічних часток розміром більше 50 мкм.

*Конструктивні особливості насосів-форсунок*

Насос-форсунка поєднує в одному корпусі обидва вузли – насос високого тиску й форсунку, що дозволяє:

- зменшити об'єм палива між насосом і форсункою, усунути коливання тиску та пов'язані з цим підвприски;
- працювати при великих тисках вприскування, завдяки відсутності трубопроводів високого тиску;

- усунути аварії, пов’язані з руйнуванням таких трубопроводів;
- отримувати характеристики вприскування, близькі до розрахункових;
- зменшити габарити, масу паливної апаратури.

Насос-форсунки застосовуються на швидкохідних форсованих дизелях фірм “Cammins”, “GMS” (США).

Типова конструкція насоса-форсунки показана на рис.4.29.

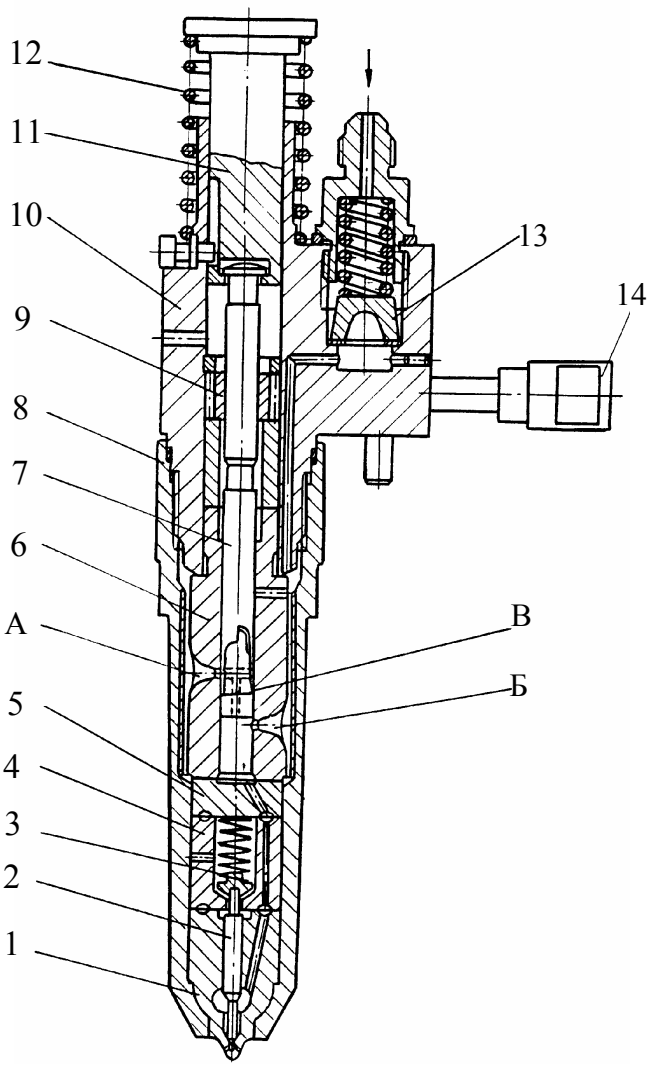



*Рисунок 4.29 – Насос-форсунка форсованого дизеля:*

1 – розпилювач; 2 – голка; 3 – пружина; 4,5 – проставка; 6 – втулка плунжера; 7 – плунжер; 8 – гайка; 9 – шестірня плунжера; 10 – корпус; 11 – штовхач; 12 – пружина штовхача; 13 – фільтр; 14 – рейка;
А – перепускний отвір;
Б – відсічний отвір;
В – відсічні кромки

Втулка плунжера 6 установлена в корпусі 1- і поєднується з розпилювачем 1 форсунки за допомогою гайки 8. Плунжер 7 переміщується за допомогою штовхача 11.

Паливо до нагнітальної (насосної) секції підводиться крізь фільтр 13 у порожнину, де розташовані перепускний А та відсічний Б отвори. При русі плунжера вниз його кромка перекриває отвір Б, і паливо по осьовому

каналу у плунжері поступає крізь перепускний отвір А до порожнини всмоктування. Нагнітання палива закінчується у той момент, коли нижня кромка плунжера відкриває вікно Б. Кількість палива, що вприскується, змінюється обертанням (поворотом) за допомогою шестерні 9 рейки 14.

Завдяки малим шкідливим об'ємам тиски в насосах-форсунках можуть сягати понад 120…150 МПа.

До недоліків насосів-форсунок слід віднести велику складність конструкції, ремонту й регулювання.

Стосовно двигунів НТМ увагу до насосів-форсунок в останній час значно підвищено, оскільки вони кращі за звичайні форсунки для застосування у комп'ютерних системах управління ДВЗ.

### 4.2. Система повітропостачання

Система повітропостачання призначена для забирання, очищення, стиску повітря та подачі його у циліндри двигуна.

Повітрозбираючі пристрої та повітроочисники мають забезпечити мінімальний підігрів повітря до входу у компресор та мінімальний опір траси. У двигунах НТМ підігрів повітря звичайно не перевищує 5…8 °С, а опір повітроочисника – 1250 мм водяного стовпа. Коефіцієнт пропускання пилу у повітроочисниках для поршневих ДВЗ, характерних для НЗТ, не перевищує 0,02 %.

Стиск повітря здійснюється у компресорі (нагнітачеві) для наддуву двигуна.

Для наддуву швидкохідних, форсованих двигунів НТМ застосовуються виключно відцентрові компресори, які мають малі габарити й масу, високі ККД і надійність.

#### 4.2.1. Особливості відцентрових компресорів

Форсування двигунів НТМ за середнім ефективним тиском (літровою потужністю) потребує відповідного підвищення тиску наддуву $p_к$ (рис.4.30). За останні 30 років тиск наддуву підвищився більше, ніж у 2 рази и сягає $\pi_к$ (ступінь підвищення тиску повітря у компресорі) на рівні 4,0. У найближчі роки слід чекати створення компресорів з $\pi_к$ = 4,8…5,5, тобто застосування дизелів із надвисоким наддувом.

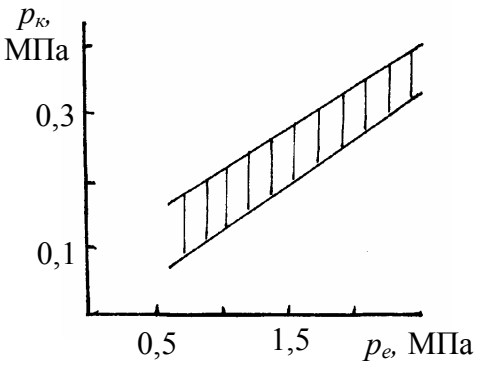



*Рисунок 4.30 – Залежність тиску наддуву від середнього ефективного тиску чотиритактних двигунів НТМ*

Створення високонапірних компресорів для наддуву форсованих дизелів НТМ пов'язане з великими енергетичними витратами на їхній привід. У сучасних комбінованих турбопоршневих двигунах потужність компресора складає до 40 % від ефективної потужності двигуна і буде нарощуватися по мірі його подальшого форсування, яке є тенденцією розвитку НТМ.

Привід компресора здійснюється за трьома схемами: від турбіни, колінчастого вала двигуна або комбіновано.

Схеми приводів компресора для наддуву показані на рис.4.31.

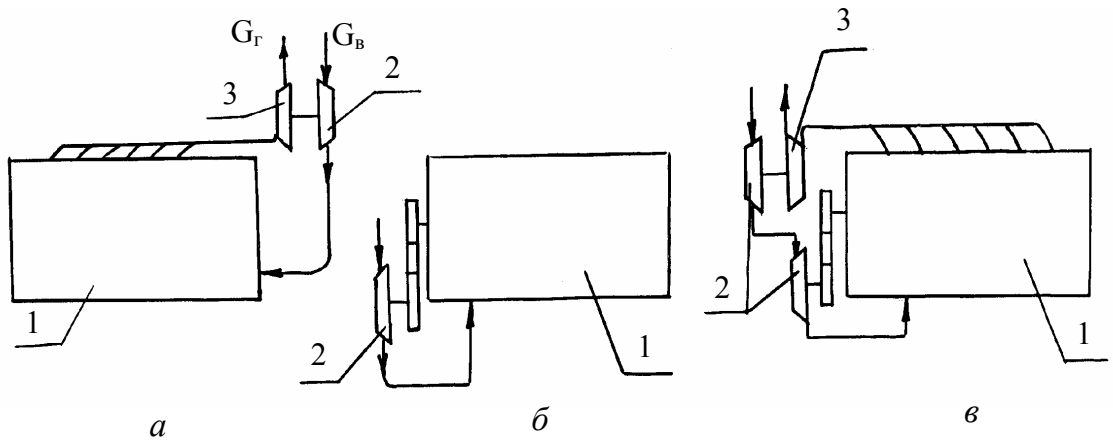



*Рисунок 4.31 – Схеми турбопоршневих двигунів:*

*а* – з газовим зв'язком між поршневою і лопатковою машинами;
*б* – з механічним зв'язком між цими машинами;
*в* – з комбінованим зв'язком між ними

Агрегат, що складається із компресора і турбіни (для його приводу), що має з поршневим двигуном тільки газовий зв'язок, зветься турбокомпресором. Елементи турбокомпресора встановлені на загальному роторі.

Турбокомпресори (ТК) застосовуються тільки у чотиритактних двигунах, де забезпечений баланс потужностей між турбіною та компресором (рис.4.31,а).

За схемою рис.4.31, б, тобто з приводним (від колінчастого вала) компресором, виконуються двотактні (фірма “Лейланд”) та чотиритактні двигуни (В-46, В-84) НТМ.

Комбінований зв’язок між поршневою і лопатковою машинами (рис.4.31,в) мають високофорсовані двигуни, в яких величина дисбалансу потужностей турбіни і компресора перемінна за зовнішньою й навантажувальною характеристиками. Цей дисбаланс компенсується відбиранням потужності від колінчастого вала.

Переваги і недоліки кожної із схем приводу компресора для наддуву наведені у табл.4.1.

Газовий зв’язок компресора та двигуна, що широко застосовується на форсованих чотиритактних двигунах НТМ, має ряд суттєвих недоліків, головним з яких є висока інерційність ротора, що призводить до диміння двигуна при роботі його на перехідних режимах, коли різкий накид навантаження (і різке збільшення циклової паливоподачі) випереджує розкрутку ротора ТК, що недопустимо збагачує робочу суміш.

При механічному зв’язку компресора з двигуном при збільшенні тиску наддуву погіршується постачання двигуна повітрям на режимі крутного моменту у зв’язку із збільшенням крутизни кривої тиску повітря залежно від частоти обертання колінчастого вала. Як бачимо з рис.4.32, при незмінному діапазоні частот обертання, на більш форсованому двигуні рівні $\pi_к$ на режимах номінального і крутного моментів відрізняються на значну величину. Тому при форсуванні двигуна погіршується коефіцієнт пристосування. З метою усунення цього недоліку на двигунах з механічним зв’язком керують тиском наддуву, що збільшує швидкохідність компресора на режимі крутного моменту. Схеми керованих механічних зв’язків двигуна і компресора показані на рис.4.33.

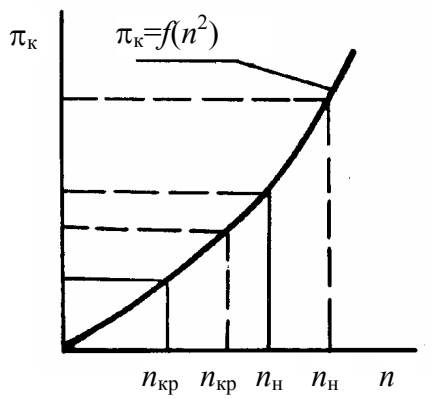



*Рисунок 4.32 - Залежність ступеня підвищення тиску у компресорі наддуву від частоти обертання колінчастого вала*

При диференційному зв’язку колінчастого вала двигуна з компресором (рис.4.33,а) забезпечується автоматичне регулювання передаточного відношення залежно від зовнішнього наван-

таження та швидкості руху. Однак при зниженні частоти обертання колінчастого вал має місце надмірна розкрутка компресора, що призводить до підвищення тиску наддуву и максимального тиску згоряння. Крім того, епіциклічна шестірня передає всю потужність двигуна, що вимагає спеціальних заходів щодо забезпечення надійності її роботи.

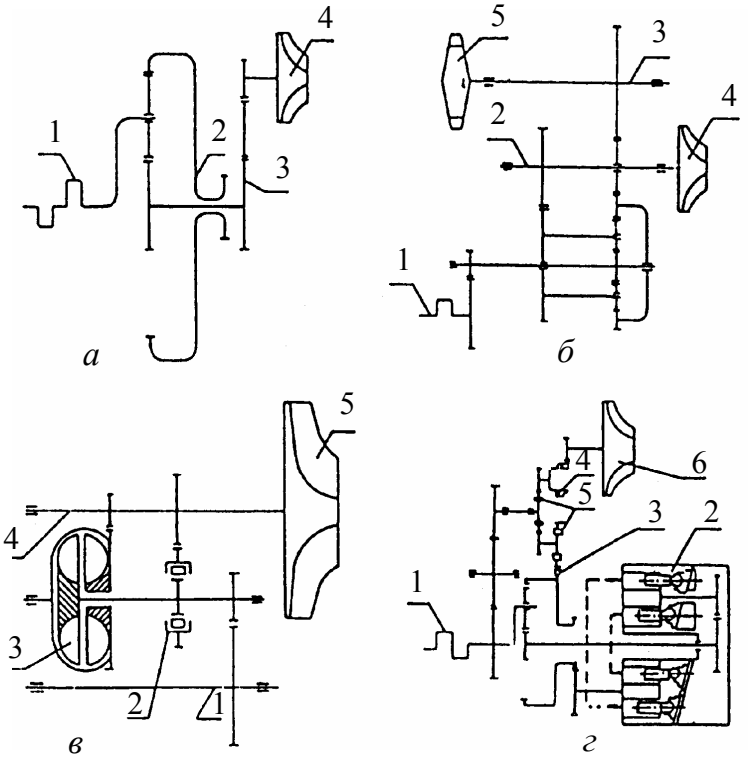



*Рисунок 4.33 – Схеми механічного зв'язку компресора із колінчастим валом:*

*а* – диференційна із колінчастим валом:
1 – вал колінчастий; 2 – вал відбору потужності (епіцикл); 3 – привід компресора (сонячна шестерня); 4 – колесо компресора;

*б* – диференційна із турбіною й колінчастим валом:
1 –вал колінчастий (сонячна шестірня); 2 – привід компресора (водило);
3 – привід турбіни (епіцикл); 4 – колесо компресора; 5 – турбіна;

*в* – гідромеханічна:
1 – привід від двигуна; 2 – обгінна муфта; 3 – гідромуфта; 4 – вал компресора;
5 – колесо компресора;

*г* – гідрооб'ємна:
1 – вал колінчастий; 2 – блок гідромашин; 3 – пружна муфта; 4 – фрикційна муфта; 5 – обгінні муфти; 6 – колесо компресора

Наведені недоліки усунуті при установці опорожнюваної гідромуфти у ланцюгу "колінчастий вал – редуктор компресора" (рис.4.33,б). Зміна передавального відношення досягається регулюванням заповнення маслом гідромуфти, що дозволяє на режимі максимального крутного моменту

Таблиця 4.1 – Порівняння різних схем зв’язку компресора наддуву з двигуном

| Тип зв’язку | Переваги | Недоліки | Область застосування |
|---|---|---|---|
| Газовий | 1. Краща паливна економічність на часткових режимах<br>2. Малі габарити ТК<br>3. Висока надійність<br>4. Мала вартість | 1. Гірші пускові якості та сприйнятливість<br>2. Обмежені можливості підвищення наддуву в заданих габаритах<br>3. Висока інерційність ротора | Чотиритактні двигуни |
| Механічний | 1. Добрі пускові якості<br>2. Висока сприйнятливість<br>3. Синхронність роботи з двигуном<br>4. Проста конструкція | 1. Неузгодженість характеристик повітропостачання та паливоподачі на часткових навантаженнях<br>2. Зменшення коефіцієнта. пристосування із збільшенням рівня форсування<br>3. Високі динамічні навантаження на елементи приводу й колеса компресора. | Двотактні та чотиритактні двигуни |
| Комбінований | 1. Добрі пускові якості<br>2. Можливість отримання високого рівня наддуву.<br>3. Поліпшення розгінних характеристик<br>4. Підвищення міцності від утоми колеса компресора | 1. Зниження ККД двигуна<br>2. Ускладнення конструкції<br>3. Збільшення габаритів<br>4. Неузгодженість характеристик повітропостачання та паливоподачі при перехідних процесах (на неусталених режимах роботи двигуна) | Двотактні та чотиритактні двигуни |

отримувати передаточне відношення $i$ = 13…14, а на режимі номінальної потужності – $i$ = 9,5…10 (діапазон частоти обертання …1,37). У даній схемі зміна передавального відношення пов'язана з втратами через прослизання гідромуфт, що веде до погіршення економічності. Крім того, збільшується час перехідних процесів, оскільки необхідним є заповнення й звільнення гідромуфт.

Велику швидкодію мають гідрооб'ємні машини (рис.4.33,в). При повороті люльки змінюється продуктивність насоса, відповідно змінюється частота обертання мотора й сонячної шестірні, що веде до зміни частоти обертання колеса компресора. Це забезпечує зміну передаточного відношення від $i$ = 9,0…9,5 (режим номінальної потужності) до $i$ = 16 (режим максимального крутного моменту) при діапазоні частот обертання $K_{\text{п}}$ = 1,6…1,75. Дана схема дозволяє забезпечити найбільші коефіцієнти пристосування й діапазон частоти обертання.

У комбінованій схемі як перший ступінь використовують компресор, що має газовий зв'язок з турбіною. Другий ступінь має механічний зв'язок із колінчастим валом. Між першим і другим ступенями установлено випрямний апарат. Завдяки газовому зв'язку першого ступеня компресора з двигуном, автоматично регулюється тиск наддуву залежно від навантаження, що також дозволяє поліпшити характеристики двигуна.

З метою перевірки впливу типу привода компресора на рухомість НТМ проведені порівняльні випробування трьох типів двигунів, що мають рівну потужність, але відрізняються типом зв'язку компресора з колінчастим валом:

а) з механічним приводом компресора; коефіцієнт пристосування $K_{\text{м}}$ = 1,17, діапазон частоти обертання $K_{\text{п}}$ = 1,36;

б) з гідромеханічним приводом компресора; $K_{\text{м}}$ = 1,32; $K_{\text{п}}$ = 1,36;

в) з комбінованим приводом компресора; $K_{\text{м}}$ = 1,30; $K_{\text{п}}$ = 1,36.

Результати випробувань наведено у табл.4.2, звідки маємо:

- збільшення $K_{\text{м}}$ з 1,17 до 1,30 при рівних потужностях двигунів веде до збільшення середньої швидкості двигуна до 5 %; при цьому шляхова витрата палива зростає випереджальними темпами, що пояснюється неузгодженістю законів повітропостачання та паливоподачі при роботі на перехідних режимах, яка викликає збільшене диміння двигуна; при гідрооб'ємному приводі середня швидкість руху випереджає зростання шляхо-

Таблиця 4.2 – Вплив типа привода компресора на рухомість НТМ

| Мета випробувань | Характеристика траси (шляху) | Параметри, що реєструються | Тип зв'язку компресора з колінчастим валом | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | механічний: $K_м = 1,17$; $K_п = 1,36$ | гідромеханічний: $K_м = 1,32$; $K_п = 1,36$ | комбінований: $K_м = 1,3$; $K_п = 1,36$ |
| Рух з максимальною швидкістю | Мокрий чорнозем Нерівності від 0,2 до 0,5 м | Середня швидкість, %; шляхова витрата палива, % | 100,0<br>100,0 | 105,0<br>107,0 | 105,0<br>98,5 |
| Рух з швидкістю $0,7 \cdot V_{max}$ | Мерзлий чорнозем. Нерівності від 0,2 до 0,5 м | Середня швидкість, %; шляхова витрата палива, % | 100,0<br>100,0 | 101,5<br>126,0 | 100,0<br>128,0 |
| Рух з максимальною швидкістю | Лісовий шлях. Пухкий мокрий пісок із великою кількістю поворотів та ям | Середня швидкість, %; шляхова витрата палива, % | 100,0<br>100,0 | 100,5<br>121,5 | 105,0<br>106,0 |
| Час розгону до виходу на максимальну передачу | Рівна дільниця. Вкатаний чорнозем | Час виходу на максимальну передачу | 100,0 | 83,5 | 86,0 |

вої витрати палива та є найбільш перспективною для механічного зв'язку компресора з колінчастим валом двигуна;

- розгінні характеристики НТМ при збільшенні $K_м$ поліпшуються; тому збільшення коефіцієнтів пристосованості і робочих частот обертання з ростом потужності двигуна є визначальною вимогою для двигунів НТМ.

Проведеними порівняльними випробуваннями показано, що двигуни рівних потужностей, але з поліпшеними зовнішніми характеристиками, можуть забезпечити збільшення рухомості на 15…20 % та поліпшення паливної економічності на 8…10 %. При цьому керований привід за допомогою гидрооб'ємних машин дозволив змінювати з 9 до 16 передавальне відношення від двигуна до відцентрового вала компресора, що сприяло збільшенню $K_м$ до 1,4, а $K_п$ – до 1,75.

Таким чином, робимо принциповий висновок, що розвиток НТМ буде залежати не тільки від агрегатної (літрової) потужності, але й від характеру протікання зовнішньої характеристики двигуна.

Розглянемо *елементи відцентрового компресора***.**

Спочатку торкнемося оцінки ефективності компресора.

Ефективність ступеня компресора оцінюється його адіабатичним ККД:

$$\eta_{к_{ад}} = \frac{T_0\left(\pi_к^{\frac{к-1}{к}} - 1\right)}{T_к - T_0},$$

де індекси "к" та "0" – це параметри повітря на виході з компресора та на вході в нього відповідно.

Такий рівень адіабатичного ККД для двигунів НТМ при отриманні прийнятного рівня економічності повинен бути не менше 0,8.

Вказаний рівень адіабатичного ККД може бути забезпечений при $\pi_к \le 3{,}5$ у одному ступені, а при більших значеннях – у двох ступенях.

Основні елементи відцентрового компресора (рис.4.34):

- вхідний патрубок;
- вхідний напрямний апарат;
- робоче колесо;
- безлопатковий дифузор;

- лопатковий дифузор;
- повітрозбірник.

Вхідний патрубок призначений для підведення повітря до робочого колеса з найменшими втратами енергії. Вхідні патрубки поділяються на осьові, радіально-кругові й колиноподібні, що визначається загальною компоновкою НТМ, місцем установки повітроочисника. Найменші втрати енергії властиві осьовим патрубкам, що мають найменші габарити, тобто колиноподібним патрубкам, які найчастіше використовуються на двигунах НТМ.

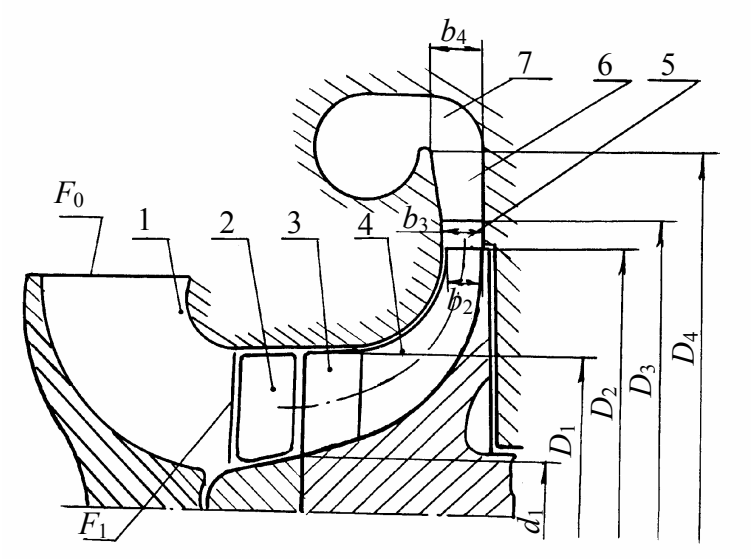



*Рисунок 4.34 – Схема проточної частини відцентрового компресора:*

1 – вхідний патрубок; 2 – нерухомий напрямний апарат; 3 – оборотний напрямний апарат; 4 – робоче колесо; 5 – безлопатковий дифузор; 6 – лопатковий дифузор; 7 – повітрозбірник

З метою отримання рівномірного поля швидкостей патрубку на вході у робоче колесо надають форму конфузора із відношенням площин вхідного та вихідного перерізів $F_0/F_1$ = 1,8…2,6. При цьому швидкість повітря на виході з патрубка складає 100…180 м/с.

Ефективність конструкції вхідного патрубка оцінюється коефіцієнтом втрат $\xi_{вх}$, який не повинен перевищувати 0,02…0,10;

$$\xi_{вх} = \frac{L_{вх}}{C_1^2/2},$$

де $L_{вх}$ – робота, що затрачується на подолання втрат у патрубку;

$C_1$ – швидкість повітря у вихідному перерізі.

Для оцінки рівномірності поля швидкостей на виході з патрубка користуються коефіцієнтом нерівномірності статичного тиску вздовж периметра:

$$\delta_{max} = \frac{P_{0_{max}}}{P_{0_{сер}}} \leq 1{,}005\ldots1{,}01;$$

$$\delta_{min} = \frac{P_{0_{min}}}{P_{0_{сер}}} \leq 0{,}98,$$

де $P_{0_{min}}, P_{0_{max}}, P_{0_{сер}}$. – відповідно мінімальні, максимальні й середні величини тисків вздовж периметра вихідного перерізу.

Нерухомий напрямний апарат, що служить для керування тиском наддуву у залежно від частоти обертання колінчастого валу. При цьому на режимі крутного моменту лопатки обертаються на 20…25° проти напрямку обертання робочого колеса, що збільшує тиск наддуву й витрату повітря. На режимі номінальної потужності лопатки обертаються на 10° у напрямку обертання робочого колеса, що веде до зниження тиску наддуву і потужності на привід компресора.

Однак такий спосіб регулювання тиску наддуву дуже ускладнює конструкцію компресора. Крім того, через попадання пилу в зубчатий привід лопатки втрачають рухомість. Тому нерухомий напрямний апарат у двигунах НТМ не отримав застосування.

*Оборотній направляючий апарат* (ОНА) являє собою початкову зону робочого колеса.

ОНА повинен забезпечити плавний вхід повітря у міжлопаткові канали робочого колеса, а також рівномірну, безперервну течію у місці повороту потоку із осьового напрямку на радіальний.

ОНА являє собою криволінійний дифузор, у якому зменшується швидкість та збільшується тиск у напрямку руху потоку. Середня швидкість потоку при виході з ОНА зменшується у 1,8…2,0 рази.

Величина колової швидкості лопаток ОНА змінюється лінійно вздовж радіусу не тільки за величиною, а й за напрямком У зв’язку з цим вхідні кути лопаток ОНА виконуються перемінними: у втулочному перерізі – 40…42°, у периферійному – 30…32°.

ОНА виконується разом з робочим колесом або окремо. Відйомний ОНА спрощує технологію виготовлення й дозволяє поліпшити умови профілювання міжлопаткових каналів. У цьому разі ОНА й робоче колесо збирають на з’єднувальній втулці, а потім встановлюють на вал компресо-

ра.

Лопатки відйомного ОНА більш схильні до вібрацій. Для збільшення власної частоти й зменшення амплітуди коливань лопатки ОНА виконуються перемінним перерізом вздовж висоти з товщиною у кореня не менш, ніж 1,8 мм та притискуються до лопаток колеса із натягом, який отримується завдяки нахилу їхніх поверхонь (кут нахилу 6…8′). Величина власної частоти лопаток повинна контролюватися на кожному ОНА.

*Робоче колесо* є основною частиною відцентрового ступеня, де повітрю передається робота, що витрачається на збільшення його потенціальної та кінетичної енергії.

У двигунобудуванні отримали розповсюдження закриті, напіввідкриті та відкриті колеса компресорів (рис.4.35).

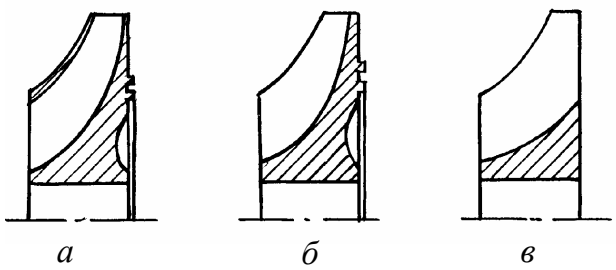



*Рисунок 4.35 – Типи робочих коліс компресора:*
*а* – закрите; *б* – полувідкрите; *в* – відкрите

Колеса закритого типу мають найбільший ККД завдяки малим гідравлічним витратам. Однак закриті колеса використовуються замало через складність їх виготовлення і низьку міцність від утоми, яка викликана наявністю покривного диску.

Колеса напіввідкритого типу мають більшу міцність від утоми й забезпечують високі напори в одному ступені. Однак напіввідкриті ступені мають і недоліки:

- вентиляційні втрати через перетікання повітря у напрямку, протилежному обертанню колеса;
- втрати, пов’язані з тертям і гальмуванням потоку нерухомою передньою стінкою;
- велика схильність лопаток до вібрацій.

Ці недоліки ще в більшій мірі виявляються на відкритих колесах.

З метою отримання ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого необхідно:

а) зменшувати захаращення входу в ОНА за рахунок зменшення кількості лопаток робочого колеса;

б) зменшувати об'єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток робочого колеса;

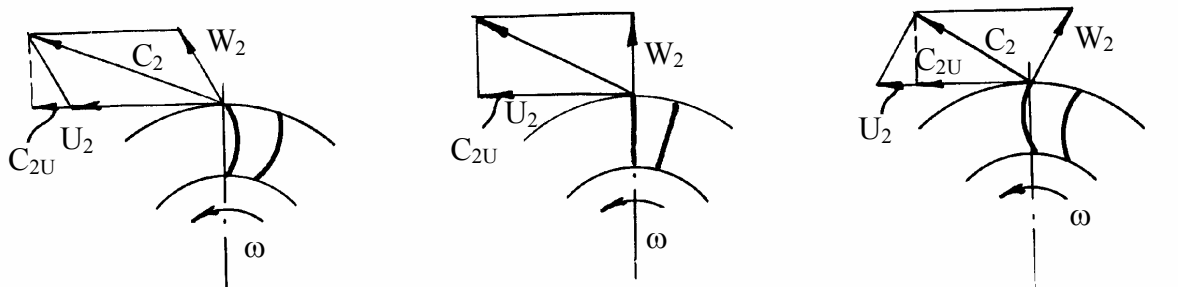
в) зменшувати зазор між передньою кромкою лопатки й нерухомою стінкою до 0,5…0.6 мм;

г) збільшувати чистоту робочих поверхонь за рахунок віброшліфування й подальшого анодування.

Дотримання вказаних заходів дозволяє забезпечити однакові рівні адіабатичних ККД компресорів з закритими та напіввідкритими колесами (на рівні $\eta_{к_{ад}} = 0{,}80…0{,}83$).

У зв'язку з відсутністю на напіввідкритих колесах із алюмінієвого сплаву АК4-1 покривного диску їх колові швидкості збільшені у порівнянні з закритими колесами на 10…15 % й доведені на компресорах з механічним зв'язком до 425 м/с, а на двигунах із газовим зв'язком – до 515 м/с. Напіввідкриті колеса отримали найбільше розповсюдження на НТМ.

Енергія повітряного потоку передається у міжлопаткові канали. У відцентрових компресорах застосовують 3 типи лопаток: загнуті вперед, радіальні, загнуті назад (рис.4.36).




*а* *б* *в*

*Рисунок 4.36 – Типи лопаток робочого колеса компресора:*
*а* – загнута вперед; *б* – радіальна; *в* – загнута назад

Згідно з рівнянням Ейлера робота, що передається колесу 1 кг повітря,

$$L_{\text{E}} = U_2\, C_{2_u} - U_1 C_{1_u}\,.$$

При однаковій коловій швидкості $U_2$ найбільшу роботу виконують активні колеса, що мають найбільше значення складової $C_{2_u}$ (рис.4.36,а)

При рівних колових швидкостях ступінь підвищення тиску в активних колесах вища на 10…15 %, ніж у радіальних. Однак активні колеса мають вузькішу зону усталеної роботи та більш схильні до помпажу. Тому у двигунах НТМ частіше використовують колеса з радіальними або загнутими назад лопатками, що мають більш високі ККД.

*Дифузори* призначені для перетворення кінетичної енергії повітря на виході з колеса у статичний тиск. У відцентрових компресорах застосовуються безлопаткові і лопаткові дифузори.

*Безлопатковий дифузор* являє собою кільцеву щілину із паралельними або такими, що є розбіжними, стінками. В ньому швидкість повітря зменшується внаслідок збільшення площини з ростом діаметра. Оптимальні співвідношення розмірів безлопаткового дифузора вкладаються у межі (рис.4.34):

$$b_3 / b_2 \geq 1{,}0\ldots1{,}03;$$

$$D_3 / D_2 \geq 1{,}15.$$

Крім того, у безлопатковому дифузорі здійснюється вирівнювання потоку повітря, яке вельми нерівномірне після колеса; це зменшує шум та втрати при вході у лопатковий дифузор.

*Лопатковий дифузор* являє собою кругову решітку, створену лопатками, в яких здійснюється примусовий поворот потоку, що викликає його швидке гальмування.

Кількість лопаток дифузора обирається такою, щоб виключити їхню кратність відносно лопаток робочого колеса та запобігти резонансні явища в колесі. Наприклад, при кількості лопаток робочого колеса $z_{\text{р.к.}} = 14$ або 28 кількість лопаток дифузора повинна складати 15…18.

Геометричний вхідний кут лопаток на середній лінії вибирається рівним куту виходу потоку повітря із безлопаткового дифузора на номінальному режимі, тобто $\alpha_{3_л} = \alpha_{3_{безлоп}}$ або більше на 30′…1°30′, що й забезпечує мінімум втрат на вході.

Вихідний кут решітки звичайно

$$\alpha_4 = \alpha_{3_л} + (14\ldots18)°.$$

Ширина дифузора на вході звичайно дорівнює ширині безлопаткового дифузора на виході, тобто $b_{3_л} = b_{3_{безлоп}}$. Відносна ширина дифузора на виході звичайно

$$b_4 = (1{,}30\ldots1{,}33)\cdot b_3.$$

Профілі лопаток, що суттєво впливають на втрати, виконуються конформним відображенням плоскої компресорної решітки на кільцеву. Середні лінії дифузорних лопаток згинають на параболі з максимальним прогинанням, що розташовується на відстані $X = 0{,}5\cdot b$ від вхідної кромки.

Лопатки оброблюються на програмних верстатах з подальшим полірованням та анодуванням, що зменшує втрати й пиловий знос лопаток.

*Повітрозбірник* призначений для відведення повітря до нагнітального трубопроводу і виконується звичайно у вигляді одно- або двозахідного завитка. Площа поперечного перерізу завитка $F_{0_з}$ у початковому перерізі вибирається рівною площі дифузора. Зміна площі за кутом розгортання завитка приймається пропорційною куту φ ($F_{сер} = F_{0_з}\dfrac{\varphi}{2\cdot\pi}$), що забезпечує рівність швидкостей повітря на всій довжині завитка. Швидкість повітря у завитку звичайно складає 75…120 м/с.

Основні конструктивні співвідношення ряду виконаних конструкцій відцентрових компресорів наведено в табл.4.3. З неї випливає, що вибір основних розмірів підкорюється загальним закономірностям, наведеним вище.

Для двигунів НТМ велике значення має характер протікання $\pi_к$ залежно від частоти обертання та витрати повітря. З цією метою знімають характеристики компресора у координатах $\pi_к = f(G_{пов_{пр}})$, де $G_{пов_{пр}}$ – витрати повітря. Одночасно вказують і значення адіабатичного ККД компресора.

Випробування свідчать про наступне:

- рівень адіабатичного ККД є однаковим для всіх видів коліс;
- з ростом $\pi_к$ звужується зона утомленісної роботи компресора;
- реактивне колесо має високі значення адіабатичного ККД у широкому діапазоні частоти обертання;

◑ ступінь підвищення тиску може бути збільшений на 15…20 % при рівних колових швидкостях за рахунок двоступеневого стиску.

Таблиця 4.3 – Основні співвідношення і параметри одноступеневих компресорів двигунів НТМ

| Найменування параметрів | Позначення | Одиниця виміру | Двигуни | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | 5ТДФ | 6ТД-1 | 12ЧН 15/16 |
| **I. Параметри компресора** | | | | | |
| Ступінь підвищення тиску | $\pi_к$ | – | 2,67 | 3,32 | 4,30 |
| Витрата повітря | $G_{повпр}$ | кг/с | 1,25 | 2,05 | 0,97 |
| Температура повітря після компресора | $T_к$ | К | 416 | 447 | 478 |
| Ефективний ККД | $\eta_{к\,еф}$ | – | 0,79 | 0,79 | 0,81 |
| Адіабатичний ККД | $\eta_{к\,ад}$ | – | 0,80 | 0,81 | 0,82 |
| Коефіцієнт напору | $\overline{H}$ | – | 0,66 | 0,70 | 0,57 |
| Коефіцієнт робочого діапазону | $K_G$ | % | 20 | 12 | 19 |
| Відносна потужність, що витрачається на привід компресора | $\frac{P_{комп}}{P_{ДВЗ}}$ | % | 31,4 | 39 | 33 |
| **II. Вхідний патрубок** | | | | | |
| Тип | | | коліноподібний | | |
| Площа перерізів: | | | | | |
| на вході | $F_0$ | $м^2$ | 0,030 | 0,030 | 0,015 |
| на виході | $F_1$ | $м^2$ | 0,011 | 0.015 | 0,008 |
| Нерівномірність тиску по периметру: | | | | | |
| максимальна | $\delta_{max}$ | % | 8,5 | 7,6 | – |
| мінімальна | $\delta_{min}$ | % | 1,0 | 0,8 | – |
| Коефіцієнт втрат | $\xi_{вх}$ | – | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| Швидкість повітря на виході | $C_1$ | м/с | 122 | 141 | 163 |
| **III. Нерухомий напрямний апарат** | | | | | |
| Кількість лопаток | $z_{ННА}$ | шт. | 13 | – | – |
| Кут повороту лопаток: | | | | | |
| у бік обертання колеса | – | град | 10 | – | – |
| проти обертання колеса | – | град | 22 | – | – |
| Швидкість повітря на виході із ННА: | | | | | |
| на режимі $M_{кр}$ | – | м/с | 59 | – | – |
| на режимі $N_e$ | – | м/с | 123 | – | – |

Продовження таблиці 4.3

| Найменування параметрів | Позначення | Одиниця виміру | Двигуни | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | 5ТДФ | 6ТД-1 | 12ЧН 15/16 |
| **IV. Обертовий напрямний апарат** | | | | | |
| Тип | – | – | відйомний | | |
| Кількість лопаток | $Z_{ОНА}$ | шт. | 14 | 14 | 11 |
| Форма лопатки | – | – | параболічна | | |
| Діаметр: | | | | | |
| зовнішній | $D_1$ | мм | 133,4 | 145 | 100 |
| втулочний | $d_1$ | мм | 60 | 60 | 40 |
| Відносна швидкість повітря на вході в ОНА: | | | | | |
| на зовнішньому діаметрі | $W_{1_{зовн}}$ | м/с | 230 | 288 | 326 |
| на втулочному діаметрі | $W_{1_{вт}}$ | м/с | 172 | 210 | 243 |
| Вхідний кут середньої лінії профілю: | | | | | |
| у периферійному перерізі | $\beta_{1_{л\,пер}}$ | град. | 30 | 30 | 32 |
| у втулочному перерізі | $\beta_{1_{л\,вт}}$ | град. | 42 | 42 | 42 |
| Швидкість повітря на виході з ОНА | – | м/с | 104 | 127 | 148 |
| **V. Робоче колесо** | | | | | |
| Тип | – | – | закрите | полувідкрите | |
| Кількість лопаток | $z_{р.к}$ | шт. | 14 | 28 | 22 |
| Вихідний кут лопаток | $\beta_2$ | град | 90 | 90 | 52°30′ |
| Зовнішній діаметр | $D_2$ | мм | 225 | 240 | 170 |
| Відношення діаметрів | $d_1/D_2$ | – | 0,267 | 0,250 | 0,235 |
| | $D_1/D_2$ | – | 0,583 | 0,604 | 0,588 |
| Ширина колеса на виході | $b_2$ | мм | 10,5 | 12,5 | 8,0 |
| Відносна ширина колеса | $b_2/D_2$ | – | 0,0467 | 0,052 | 0,047 |
| Форма міжлопаткових каналів | $F_1/F_2$ | – | 1,49 | 1,43 | 1,54 |
| Швидкість повітря на виході із колеса | $C_2$ | м/с | 340 | 393 | 390 |
| Кут виходу швидкості повітря | $\alpha_2$ | град | 19 | 17°30′ | 14°10′ |
| Окружна швидкість | $U_2$ | м/с | 380 | 415 | 516 |
| Тиск повітря на виході: | | | | | |
| статичній | $p_2$ | МПа | 0,163 | 0,177 | 0,228 |
| повний | $p_2^*$ | МПа | 0,276 | 0,345 | 0,410 |
| Тип ущільнення | – | – | лабіринтове | радіально-лопаткове | |

Закінчення табл. 4.3

| Найменування параметрів | Позначення | Одиниця виміру | Двигуни | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | 5ТДФ | 6ТД-1 | 12ЧН 15/16 |
| **VI. Безлопатковий дифузор** | | | | | |
| Ширина дифузора: | | | | | |
| на вході | $b_2'$ | мм | 11,1 | 13,1 | 8,0 |
| на виході | $b_3$ | мм | 12,0 | 13,1 | 8,0 |
| Відношення ширин | $b_2'/ b_3$ | – | 0,925 | 1,0 | 1,0 |
| Зовнішній діаметр | $D_3$ | мм | 250 | 260 | 190 |
| Відносна радіальна протяжність | $D_3/ D_2$ | – | 1,11 | 1,083 | 1,118 |
| Кут виходу потоку повітря | $\alpha_3$ | град | 16 | 15°30′ | 13 |
| Швидкість потоку повітря на виході | $C_3$ | м/с | 283 | 343,5 | 340,3 |
| Тиск повітря на виході | | | | | |
| статичний | $p_3$ | МПа | 0,184 | 0,207 | 0,258 |
| повний | $p_3^*$ | МПа | 0,263 | 0,336 | 0,400 |
| **VII. Лопатковий дифузор** | | | | | |
| Кількість лопаток | $Z_{д.}$ | шт. | 18 | 18 | 19 |
| Форма лопаток | – | – | параболічна | | |
| Ширина дифузора | | | | | |
| на вході | $b_3$ | мм | 12,0 | 13,1 | 8,0 |
| на виході | $b_4$ | мм | 15,9 | 17,1 | 10,62 |
| Відносна ширина | $b_4/ b_3$ | – | 1,325 | 1,305 | 1,325 |
| Зовнішній діаметр | $D_4$ | мм | 329 | 339 | 246 |
| Відносна радіальна протяжність | $D_4/ D_3$ | – | 1,318 | 1,305 | 1,295 |
| Кут згинання середньої лінії профілю лопатки: | | | | | |
| на вході | $\alpha_{3_л}$ | град. | 16°23′ | 16 | 15 |
| на виході | $4_{3_л}$ | град. | 32 | 32 | 30 |
| Швидкість повітря на виході | $C_4$ | м/с | 76,5 | 85 | 150 |
| Тиск повітря на виході: | | | | | |
| статичний | $p_4$ | МПа | 0,243 | 3,03 | 3,50 |
| повний | $p_4^*$ | МПа | 0.249 | 3.12 | 3,80 |
| **VIII. Повітрозбірник** | | | | | |
| Форма поверхні | – | – | двозахідний спіральний завиток з постійним зовнішнім діаметром | | |
| Швидкість повітря на виході | $C_5$ | м/с | 82 | 94 | 102 |

### 4.2.2. Конструкції приводних відцентрових компресорів двигунів НТМ

На двотактних та чотиритактних двигунах НТМ використовуються компресори, які мають механічний зв'язок із колінчастим валом; це обумовлює ряд особливостей їх конструкції та приводів, що захищатимуть деталі від перевантажень.

Розглянемо типові конструкції.

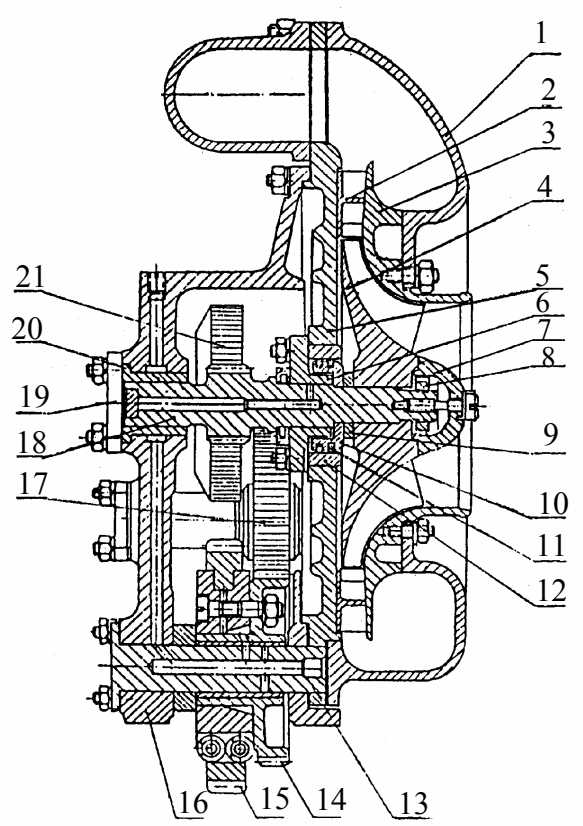



*Рисунок 4.37 – Компресор двигуна В-46:*
1 – повітрозбірник; 2 – дифузор; 3 – покривний диск; 4 – робоче колесо; 5 – кришка компресора; 6, 20 – підшипники; 7 – ковпачок; 8 – гайка; 9 – кільце регулювальне; 10 – кільцетримач; 11 – кільце ущільнювальне; 12 – обойма; 13 – вісь; 14 – шестірня; 15 – муфта пружна; 16 – корпус; 17 – проміжна шестірня; 18 – вал; 19 – п'ята; 21 – шестірня перебору

*а) Компресор двигуна В-46* (рис.4.37) складається із підвищувального двоступінчатого редуктора та проточної частини, в яку входять колесо компресора, дифузор, покривний диск та повітрозбірник.

Підвищувальний редуктор складається із набору циліндричних шестірень, що забезпечують передатне відношення $i$ = 13,35 від колінчастого вала ($n_{ДВЗ}$ = 2000 хв$^{-1}$) до ротора (вал) компресора ($n_к$= 26700 хв$^{-1}$). Приводиться редуктор від шестірні колінчастого вала. В редукторі встановлена пружна муфта. Вінець цієї шестірні-муфти пов'язаний з поводком колінчастого вала за допомогою пружин. При різкій зміні частоти обертання $n_{ДВЗ}$ поводок деформує пружини, що зменшує динамічні навантаження на вінець зубчатки. Пружно-фрикційна муфта, що також установлена в редукторі, складається із вінця й повідка. Між ними на терті (від притискування) розташовані су-

харі. При різкому навантаженні сухарі пробуксовують, захищаючи робоче колесо від динамічних навантажень.

Проточна частина компресора (рис.4.37) складається із відцентрового колеса з лопатками, що виконане з алюмінієвого сплаву. Ротор обертається на підшипниках ковзання. Колесо закріплюється на роторі гайкою.

На виході з колеса розташований лопатковий дифузор 2, що має 23 лопатки аеродинамічного (обтічного) профілю.

Забирається повітря завитком 1 у вигляді спірального каналу, а відводиться патрубком.

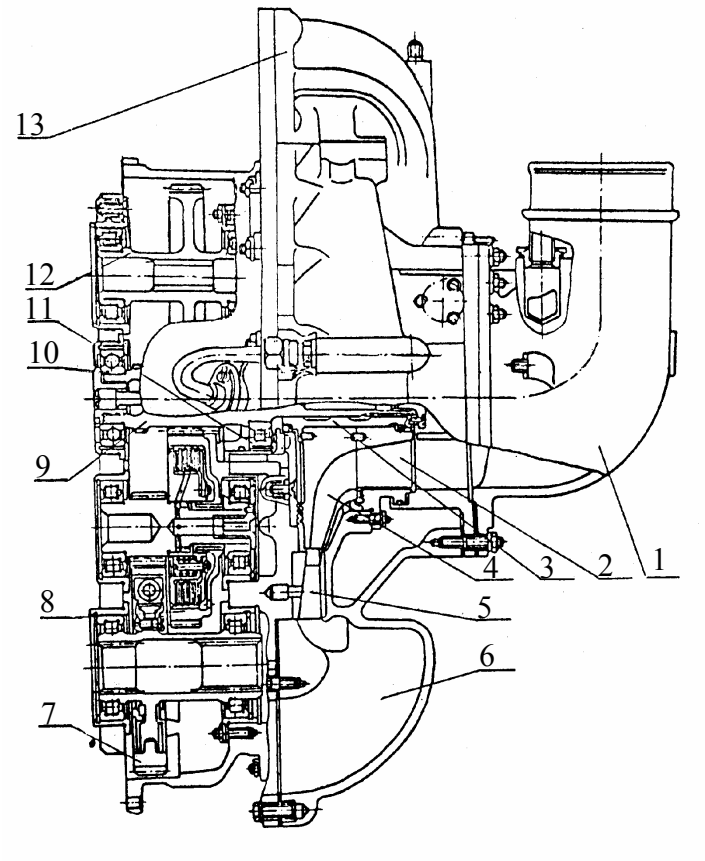



*Рисунок 4.38 – Компресор двигуна 5ТДФ:*
1 – вхідник; 2 – обертовий напрямний апарат; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – дифузор; 6 – повітрозбірник; 7 – пружна муфта; 8 – фрикційна муфта; 9 – вал (ротор); 10 – підшипник кульковий; 11 – підшипник роликовий; 12 – шестірня привода від турбіни; 13 – патрубок вихідний

Указаний компресор при $n_{ном} = 2000$ хв$^{-1}$ забезпечує надлишковий тиск не менше, ніж 0,07 МПа при витраті повітря 1,1 кг/с.

*б) Компресор двигуна 5ТДФ* показаний на рис.4.38. Компресор складається із проточної частини й підвищувального редуктора.

Повітря крізь вхідний патрубок поступає на робоче колесо Воно складається із ОНА 2 й крильчатки 4 закритого типу з чотирнадцятьма лопатками, що закріплені на загальній втулці. Крильчатка та ОНА виготовлені з алюмінієвого деформованого сплаву АК4-1; вони підлягають обробці, поліровці й віброгалтовці. Для усунення проникнення повітря під тиском за крильчатку на тильному боці передбачено лабіринтне ущільнення, що захищає графітове кільце від осьових зусиль.

Лопаткова частина дифузора складається з 18 лопаток й конічного диска, які виготовлені з АК4-1. Для зменшення втрат від тертя повітря дифузор полірується, а для зниження зносу від пилу – анодується.

До дифузора примикає повітрозабірник з двома патрубками для відведення повітря на колесо.

Передача крутного моменту від ротора до крильчатки компресора здійснюється через втулку, яка фіксується відносно крильчатки штифтами. Робоче колесо приводиться від колінчастого вала крізь двоступінчастий редуктор, що має передатне відношення $i = 11{,}6$.

Зупинимося особливо на проблемі надійності компресора двигуна 5ТДФ.

При експлуатації цього двигуна відмічалися руйнування робочих коліс при напрацюваннях, більших ніж 200 год. Руйнування мали утомленісний характер й знаходилися в отворах під штифти у місцях сполучення втулки з крильчаткою.

У пошуках причин руйнування робочого колеса були висунуті гіпотези:

- металургійного характеру щодо якості металу та його обробки;
- технологічну – пов'язану з якістю обробки та складання;
- експлуатаційну – через порушення при переключенні передач НТМ;
- утомленісну – внаслідок концентрації напруг у зоні штифтів.

Перші три гіпотези не підтвердилися. Ретельний аналіз результатів експлуатації засвідчив, що реальною причиною руйнування робочих коліс є збільшення передатного відношення від колінчастого вала до крильчатки з $i = 10{,}83$ до $i = 11{,}60$, тобто майже на 8 %. Саме це підвищило динамічні навантаження у зоні штифтів внаслідок перемінного характеру частоти обертання колінчастого вала. В процесі експлуатації колінчастий вал сприймає коливання навантажень і має власні коливання у межах 2000…3200 $хв^{-1}$ з частотою до 0,1 Гц, що викликає накопичення утомленості у ступиці крильчатки в отворах під штифти. Ці режими навантажень і були рекомендовані для проведення прискорених випробувань крильчатки на утомленість. Для зменшення впливу інерційних мас випробування проведено з відключеними гідрогальмами та ротором турбіни без лопаток.

Характер прискореного руйнування був ідентичним експлуатаційному.

Для зниження напруг в області штифтів їхній діаметр був зміщено з 55 на 65 мм; кількість штифтів збільшена з 6 до 7 мм; діаметр штифта зменшено з 6 до 5 мм; збільшено радіус округлення біля основи западини з 0,5 до 1,5 мм. Все це дозволило збільшити довговічність крильчатки майже в 3 рази (до 145000 циклів).

Для створення стискувальних напруг у районі ступиці збільшено натяг між втулкою і робочим колесом з 0,025 до 0,075 мм, введено віброгалтовку робочих поверхонь кульками, сірчанокисле анодування (викликало місцеві розтравляння поверхні) замінено на хромовокисле з одночасним запобіганням від анодування зони штифтів. Даний комплекс заходів дозволив ще суттєвіше збільшити довговічність крильчатки (у 2 рази додатково) і довести термін руйнування до 300000 циклів.

У процесі роботи крильчатка в області ступиці сприймає напруги розриву. Спеціальні дослідження виявили, що власні остаточні технологічні напруги розтягування сягають 1,06 МПа. Таким чином, робочі й остаточні напруги в сумі прискорюють процес руйнування крильчатки.

Для зміни знака остаточних напруг у ступиці запропоновано формостворення крильчаток здійснювати за один перехід і термообробку вести після часткової механічної обробки з рівномірним охолодженням з усіх боків. При цьому у районі ступиці з’являються остаточні напруги стиску 0,4…0,8 МПа; тоді значення робочих і остаточних напруг віднімаються, що дозволяє суттєво підвищити міцність та утомленість робочого колеса.

Зупинимося на особливостях привода робочого колеса.

Схема привода наведена на рис.4.39, де передбачено дві гілки підведення потужності до робочого колеса: перша – поєднує компресор з турбіною (позиції 2, 3, 4); друга – з колінчастим валом (позиції 7, 8, 9).

При роботі двигуна на номінальному режимі потужність, що витрачається на привід робочого колеса, сягає 160 кВт. При цьому на даному режимі потоки потужності у першій і другій гілках практично однакові. При зменшенні навантаження потужність турбіни знижується і відповідно збільшується надходження потужності від колінчастого вала.

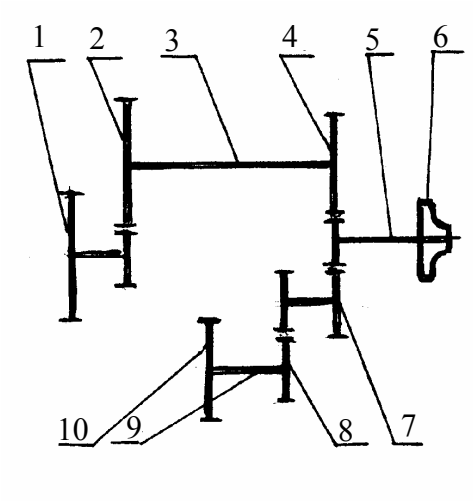



*Рисунок 4.39 – Кінематична схема приводу робочого колеса компресора:*
1 – турбіна; 2 – редуктор турбіни; 3 – ресора; 4 – шестірня; 5 – вал робочого колеса; 6 – робоче колесо; 7 – дискова фрикційна муфта; 8 – пружна муфта; 9 – ресора; 10 – шестірня головної передачі

Для захисту деталей привода компресора від динамічних діянь колінчастого вала встановлюються пружна 8 та фрикційна 7 муфти.

Фрикційна муфта виконує роль запобіжного елемента від випадкових навантажень при різкій зміні частоти обертання. Настройка фрикційної муфти здійснюється шляхом підбору моментів рушення та руху. Величина моменту визначається зусиллям затяжки пружин фрикційного дискового комплекту, а стабільність затяжки – приганянням фрикційних елементів. У фрикційній муфті момент тертя не залежить від частоти обертання колінчастого вала, що сприятливе для пуску й прийомістості двигуна.

Пружна муфта захищає деталі привода від систематичних динамічних впливів з боку колінчастого вала і за конструкцією аналогічна розглянутій вище пружній муфті двигуна В-46.

Крутний момент від колінчастого вала до редуктора компресора передається за допомогою ресори 3. При експлуатації двигунів виявилися утомленісні руйнування ресор, які починалися в зоні виходу шліців на циліндричну поверхню деталі. Підвищення міцності від утоми ресор досягнуто заходами, які показані в табл. 4.4.

У компресорах використовуються підшипники катання та сковзання. Підшипники катання мають більш високий ККД, вимагають менших витрат мастила, значно менше віддають теплоту тертя. Однак вони більше схильні до руйнування сепараторів через різке коливання частоти $n_к$. Тому підшипники катання у компресорах використовують при $n_к \le 40000$ хв$^{-1}$.

Запобіганню руйнування допомагає використання суцільно фрезерованих сепараторів, які мають більшу міцність від утоми.

На роботу підшипників суттєво впливають змазування, в тому числі твердим мастилом, відсутність забруднення й консистентного змащення. Найкращим мастилом є свинцево-олов'янисте покриття.

Таблиця 4.4 – Заходи щодо підвищення міцності від утоми ресор привода компресора

| Матеріал | Вид зміцнення | Межа витривалості | |
|---|---|---|---|
| | | МПа | % |
| Сталь 18Х2Н4ВА | Закалювання з низьким відпуском | 170 | 100 |
| Сталь 18Х2Н4ВА | Цианування кругом | 180 | 106 |
| Сталь 18Х2Н4ВА | Цианування шліців, обкатка роликом циліндричної зони | 290 | 171 |
| Сталь 18Х2Н4ВА | Обкатка роликом западини і шліців циліндричної зони | 578 | 341 |
| Сталь 45ХНМФА | Обкатка роликом западини і шліців циліндричної зони | 510 | 300 |

Руйнування підшипників відмічалося підчас великих прогинів вала у зоні робочого колеса компресора при критичній частоті обертання:

$$n_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot p}{\pi},$$

де $p = \sqrt{c/m}$; тут $c$ – жорсткість системи; $m$ – маса деталей.

При таких прогинах вала має місце зачеплення роликів підшипників, знос обойм та роликів.

З цього приводу треба не допускати появи критичної частоти в зоні робочих частот $n_{\text{к}}$. Для цього впливають на жорсткість системи, величину мас, що коливаються за рахунок демпфера, який гасить коливальні процеси. На двигуні 5ТДФ таким демпфером є опора підшипника, підпружена пружним елементом у вигляді кільця, яке встановлюється у стакан підшипника. При прогинанні вала в зоні критичних частот обертання пружне кільце деформується між опорами вала, що змінює жорсткість усієї системи й різко знижує її коливання. Таким чином динамічне навантаження на підшипники знижується майже у 10 разів.

*в) Компресор двигуна 6ТД-1* (рис.4.40) забезпечує $\pi_к$ = 3,15 при витраті повітря $G_{пов}$ = 1,80 кг/с. При цьому потужність привода компресора складає 207 кВт проти 160 кВт у двигуна 5ТДФ.

Збільшення потужності для привода компресора змінює характер роботи пружної муфти. Вона не може виконувати своє призначення із-за посадки сухарів на упор та перетворюється по суті у жорсткий елемент. Тому на форсованих модифікаціях двигунів пружна муфта замінена ресорою (рис.4.40, позиція 8), а необхідна податливість системи забезпечена за рахунок підбору її жорсткості.

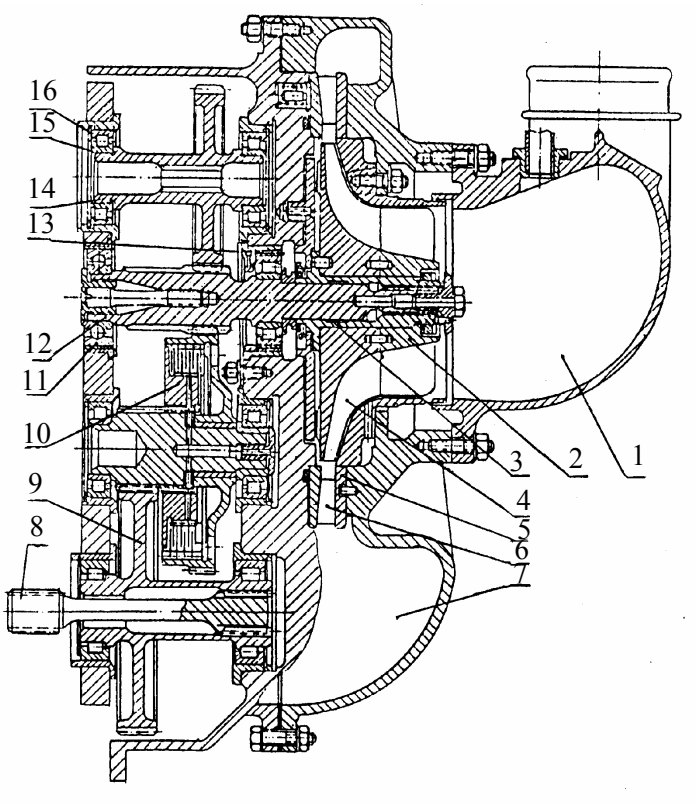



*Рисунок 4.40 – Компресор двигуна 6ТД-1:*

1 – вхідний патрубок; 2 – ОНА; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – покривний диск; 6 – дифузор; 7 – повітрозбірник; 8 – ресора; 9 – ведуча шестірня; 10 – фрикційна муфта; 11 – підшипник з розрізною (суцільно фрезованою) внутрішньою обоймою; 12 – вал робочого колеса; 13 – опора; 14 – шестірня приводу від турбіни; 15 – пружина; 16 – упор

У компресорі двигуна 6ТД-1 така ж схема привода робочого колеса, як і на рис.4.39. Збільшення потужності, що передається турбіною, обумовило руйнування шестірні 2 вздовж полотна на дузі 60°. Дослідженнями встановили, що вказані руйнування пов’язані із згинальними коливаннями диска при наявності осьової збурювальної сили, яка виникає внаслідок несиметричного розташування і різної податливості опор. Проведено і голографічні випробування, які засвідчили наявність осьового збурення, від якого у диску виникають коливання, що відповідають 3-вузловій формі. Все це повністю підтвердило характер руйнування шестірні. Для збіль-

шення жорсткості диска товщина полотна змінена з 6 до 7 мм, а товщина обода – з 5,5 до 6,5 мм.

Шестірні привода компресора виготовлені з штампованих заготовок із сталі 20Х3МВФ (замість сталі 18Х2Н4МА в двигуні 5ТДФ). Після шліфування профілю зуба він підлягає зміцненню дробоструминкою.

Підвищення тиску наддуву отримане за рахунок збільшення діаметра крильчатки до 240 мм й переданого відношення до 11,8, що збільшило колову швидкість до 415 м/с (проти 380 м/с в двигуні 5ТДФ). З метою збереження надійності крильчатки на рівні двигуна 5ТДФ замість закритого застосоване напіввідкрите колесо. Для забезпечення адіабатичного ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого запроваджене наступне:

- зменшені об’єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток з 14 до 28;
- зменшено захаращення входу у робоче колесо, оскільки тільки половина лопаток доходить до ОНА;
- зменшений зазор між передньою кромкою лопатки і нерухомою стінкою від 0,5 до 0,4 мм, що зменшило вентиляційні втрати перетікання повітря;
- введена конструкція безвитратного відцентрового ущільнення тильного боку крильчатки за допомогою 28 радіальних лопаток;
- забезпечена висока чистота міжлопаткових каналів за рахунок віброшліфування й подальшого анодування.

В результаті цих заходів адіабатичний ККД компресора з полувідкритим колесом не відрізняється від такого ж ККД компресора із закритим колесом, тобто $\eta_{к_{ад}} = 0{,}81$ для обох типів коліс.

Однією з найважливіших характеристик компресора є величина його робочого діапазону, під якою розуміється зона усталеної роботи компресора при постійній коловій швидкості колеса. Коефіцієнт робочого діапазону

$$K = \frac{G^*_{\max} - G^*_{\min}}{G^*_{\min}} \cdot 100\ \%,$$

де $G^*$ – приведені значення витрат повітря.

Відомо, що зриви потоку, які виникають у будь-якому місці проточної частини компресора, негативно впливають на усталеність його роботи. Установлено, що однією із зон зриву потоку є радіусний перехід від осьо-

вої дільниці до радіальної. При русі потоку вздовж криволінійного канала тиск біля внутрішньої стінки (коло покривального диска) менший, ніж біля зовнішньої. В зоні меншого тиску потік під дією відцентрових сил відривається від стінки, що веде до створення локальних вихрів, які зберігаються до виходу з робочого колеса.

З метою зменшення впливу повороту потоку на якість пограничного шару повітря у місці повороту був приєднаний додатковий об'єм (рис.4.41, а). Його ефект проявляється в одсмоктуванні дефектного шару й підживленні у моменти зменшення тиску при миттєвому зриванні потоку. Ефективність цього заходу перевірена на номінальному режимі ($U_2$ = 412 м/с) та режимі крутного моменту ($U_2$ = = 304 м/с). Як бачимо із рис.4.41,б, робочий діапазон на номінальному режимі збільшився майже на 75 % та практично не змінився на режимі крутного моменту; це свідчить про те, що ефект отриманий на режимах, де нарощуються зривні явища.

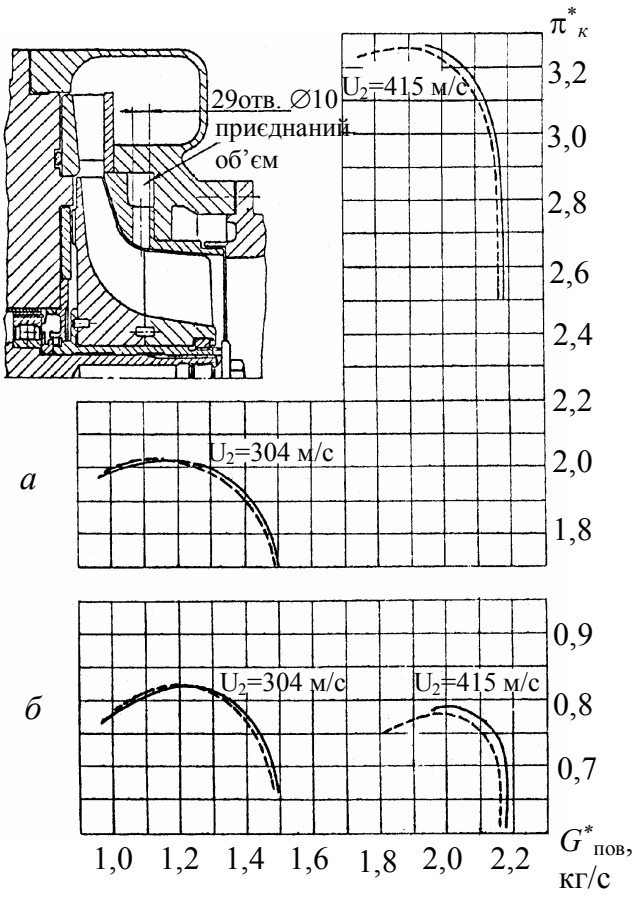



*Рисунок 4.41 – Вплив приєднаних об'ємів на величину робочого діапазону:*
*а* – конструкція проточної частини із приєднаним об'ємом; *б* – витратно-напірні характеристики компресора; *в* – адіабатичний ККД компресора;
——— штатний компресор;
– – – – із приєднаним об'ємом

На якість руху потоку повітря на виході з робочого колеса суттєвий вплив чинить товщина лопатки. При стоншенні лопаток зменшуються кромочні сліди, що обумовлює втрати на вихоротворення і т. ін. Ефект від стоншення лопатки на виході з робочого колеса з 1,5 до 1,1 мм показаний в табл.4.5.

Таким чином, найбільший ефект від зменшення товщини лопаток виявляється із зростанням колових швидкостей.

Таблиця 4.5 – Параметри компресора із стоншенням лопаток на виході з робочого колеса

| Колова швидкість, м/с | Збільшення $\pi_к$, % | *Збільшення ККД,* % | Розширення робочого діапазону, % |
|---|---|---|---|
| 304 | 1,10 | 2,40 | 8,65 |
| 327 | 1,80 | 2,70 | 9,35 |
| 387 | 1,90 | 2,85 | 15,10 |
| 415 | 2,15 | 2,90 | 16,10 |

При збільшенні тиску наддуву зростає температура повітря на виході з компресора, яка на двигуні 6ТД-1 при температурі навколишнього середовища сягає 200 °С. За таких умов має місце коксування проточної частини нагнітача сумішшю парів масла та газів, які поступають через систему суфлірування із вхідника. Коксування проточної частини компресора викликає зниження $\pi_к$, наближення межі помпажу до зони робочого діапазону, зменшення витрати повітря. Тому важливо зберігати параметри наддуву у процесі експлуатації.

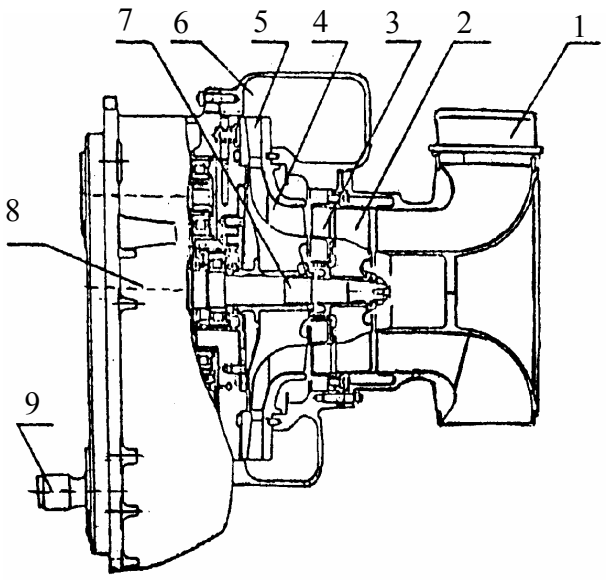



*Рисунок 4.42 – Компресор двигуна 6ТД-2:*
1 – вхідник; 2 – перший ступінь; 3 – випрямний апарат; 4 – другий ступінь; 5 – дифузор; 6 – повітрозбірник; 7 – центральний вал; 8 – редуктор; 9 – ресора

Встановлено, що коксування елементів компресора по різному впливає на його параметри.

Доля втрат ступеня підвищення тиску $\pi_к$ обумовлена забрудненням:

- дифузора (52,5 %);
- середнього корпусу (28,7 %);
- робочого колеса (18,8 %).

Миття елементів компресора здійснюється періодичною подачею у вхідник масла (через 20 год.) у кількості 2,5…3 л за період 10 хв.

Указаний захід забезпечує стабільність параметрів за будь-яких умов експлуатації.

*г) Компресор двигуна 6ТД-2* показаний на рис.4.42.

Досвід експлуатації двигунів із приводним компресором свідчить, що колова швидкість робочого колеса не повинна перевищувати 420 м/с, оскільки подальше збільшення швидкості знижує його міцність від утоми. Тому подальше збільшення $\pi_к$ двигуна 6ТД-2 до $\pi_к = 3{,}90$ отримано за рахунок двоступеневого стиску повітря.

Перший ступінь 2 являє собою вісевідцентровий компресор із $\pi_к = 1{,}31$.

Далі повітря крізь випрямний апарат 3 йде на відцентрове колесо 4 з $\pi_к = 2{,}98$.

Компресор має пологі витратні характеристики, адіабатичний ККД на рівні $\eta_{к_{ад}} = 0{,}81$ у широкому діапазоні частот обертання, діапазон усталеної роботи – в межах 17 %.

Двоступеневий стиск повітря дозволив забезпечити колову швидкість $U_2 = 392$ м/с та запаси міцності робочого колеса на рівні компресора двигуна 6ТД-1.

Порівняння приводних компресорів з компресорами інших двигунів показано в табл.4.6.

### 4.2.3. Конструкції турбін наддуву

Турбіна призначена для перетворення частини теплової та кінетичної енергії відпрацьованих газів у механічну роботу, що використовується для приводу компресора або повертається на колінчастий вал двигуна.

На схемі рис.4.39 пояснюється кінематика турбіни і компресора на прикладі двигуна 5ТДФ.

*а) Способи організації робочого процесу турбін.* Це визначає їхню ефективність при наддуві двигунів НТМ.

Викладемо основи організації такого робочого процесу.

Таблиця 4.6 – Порівняльні параметри компресорів

| Параметри | Компресори | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 5ТДФ | 6ТД-1 | 6ТД-2 | ТКР-18 | ТКР-23 | ТКР-30 | ТС 254 Броун Боверi | RR 153 Броун Боверi | Н4 Холсет | РН 19 | S132 Швитцер | КТР 150 Комацу |
| $\pi_к$ | 2,67 | 3,15 | 3,9 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 3,0 | 4,0 | 3,0 | 3,2 | 3,0 |
| Приведена витрата повітря $G_{пов.пр}$, кг/с | 1,25 | 1,80 | 2.07 | 2,1 | 3.5 | 4,3 | – | – | – | 1,25 | 1,2 | 1,0 |
| $\eta_{к_{ад}}$ | 0,79 | 0,81 | 0,81 | 0,76 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,79 | 0,80 | 0,74 | 0,8 | 0,79 |

Робоче тіло (випускні гази) підводиться із випускного колектора у вхідник турбіни, а крізь нього – до соплового апарата й лопаток робочого колеса турбіни. Таким чином, на відміну від відцентрового компресора (де повітря рухається від центральної зони до периферії) у турбіні гази рухаються з периферії у центральну зону; тому таку турбіну називають доцентровою.

Сукупність нерухомого соплового апарата й лопаток робочого колеса називається *ступенем* турбіни.

Основні термодинамічні процеси, що відбуваються у ступіні турбіни, показані на рис.4.43. Газ підводиться до соплового апарата з тиском $p_0$ і температурою $T_0$ та швидкістю $C_0$. Перетворення енергії газу у кінетичну енергію здійснюється в сопловому апараті.

Якщо енергія газу повністю перетворюється в кінетичну тільки у сопловому апараті, то така турбіна зветься *активною*.

Якщо перетворення енергії відбувається одночасно як у сопловому апараті, так і на робочих лопатках колеса, турбіна зветься *реактивною*. У цьому випадку розширення газу також відбувається у сопловому апараті і лопатках колеса; тоді мова йде про ступінь реактивності турбіни або про

відношення адіабатичних теплоперепадів, що спрацьовують на робочому вінці турбіни. Це відношення (на виконаних конструкціях турбін) на середньому діаметрі колеса лежить у межах $\rho = 0{,}15\ldots0.35$.

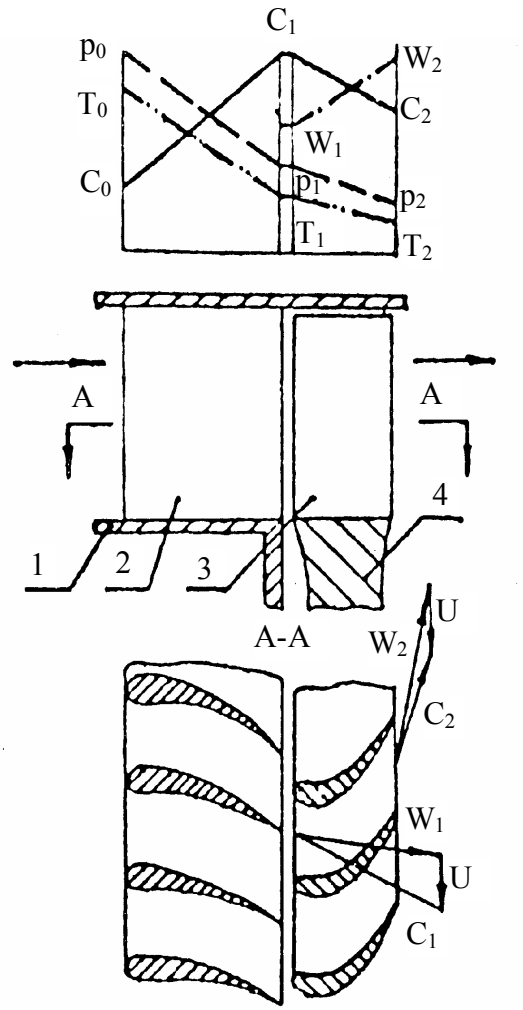



*Рисунок 4.43 – Схема ступеня турбіни:*
1 – вхідник; 2 – сопловий апарат; 3 – лопатка турбіни; 4 – робоче колесо

Робочі лопатки турбіни сприймають зусилля, що виникає внаслідок зміни напряму швидкості газу (активна дія потоку). Крім того, через прискорення потоку при його відносному русі ($W_2 > W_1$) по каналам робочого колеса виникає сила реакції, яка діє на колесо (реактивна дія потоку).

Сума цих сил і створює крутний (обертальний) момент на лопатках турбінного колеса.

Ефективність використання енергії випускних газів оцінюється ККД турбіни, який визначається витратами енергії:

- з вихідною швидкістю $C_2$;
- на подолання опорів у сопловому апараті та лопатках турбін;
- на утікання газу крізь зазори;
- на подолання тертя торцевих поверхонь колеса об газ.

Перші два види втрат є визначальними й оцінюються за допомогою відносного ККД:

$$\eta_u = \eta_д \frac{u\, P_u}{C^2},$$

де $P_u$ – величина сили на робочому колесі; $C$ – умовна швидкість витікання при повному перетворенні енергії тиску у кінетичну.

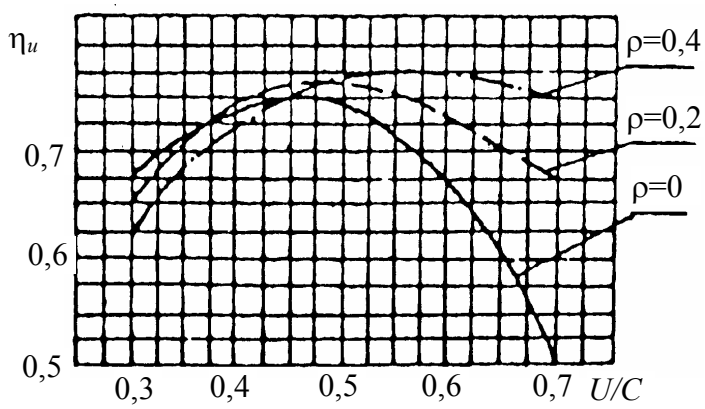



*Рисунок 4.44 – Залежність відносного ККД турбіни від відношення колової та абсолютної швидкостей*

На рис.4.44 показана залежність відносного ККД турбіни від відношення швидкостей *и*/*С*. Очевидно, що зі збільшенням ступеня реактивності ρ розширюється діапазон швидкостей, в якому ККД турбіни залишається стабільним. Це важливий висновок, оскільки турбіни працюють у нестаціонарному газовому потоці, що характерно для ДВЗ.

ККД турбіни може збільшитися шляхом використання багатоступеневої турбіни завдяки:

- зниженню теплоперепадів, які спрацьовуються у кожному ступені;
- зниженню швидкості газу;
- зменшенню втрат від вихідної швидкості газу.

Однак у багатоступеневій турбіні різко збільшується маса та момент інерції, погіршується якість перехідних процесів й сприйнятливість двигуна. Саме тому означені турбіни не використовуються. А оскільки величина перепаду тиску, що спрацьовується на лопатках турбіни у поршневих ДВЗ, не перевищує $\pi_т = 3,0$, їх виконують одноступеневим.

За напрямом руху газу турбіни поділяють на *осьові* та *радіальні* (рис.4.45).

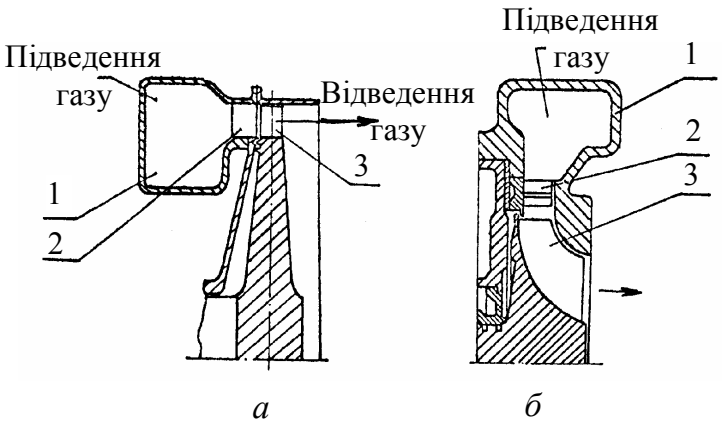



*Рисунок 4.45 – Конструкції турбін:*
*а* – осьової; *б* – радіальної; 1 – вхідник; 2 – сопловий апарат; 3 – лопатка турбіни

В осьових турбінах газ не змінює напрямку та переміщується паралельно осі обертання. У радіальних турбінах газ змінює напрямок руху на 90°. Головною перевагою радіальних турбін є простота їх конструкції, оскільки лопатка виготовляється сумісно з диском.

*б) Конструктивні особливості турбін.* За конструктивними ознаками турбіни відрізняються:

- способом охолодження робочих лопаток;
- конструкцією ротора;
- конструкцією підшипників.

Лопатки робочого колеса турбіни функціонують в імпульсному газовому потоці при високих температурах випускних газів. Виникає небезпека зниження питомої міцності металу та появи явища його утомленості. У зв'язку з цим лопатки виготовляються із високоміцних сплавів з високим вмістом нікелю: 10Х11Н20Т3Р, ХН35ВТ та інш. Лопатки турбіни двигуна 5ТДФ та 6ТД-1 відливаються із сплаву 7М, а двигуна 6ТД-2 – із сплаву ЛЖ1ВН. Хімічний склад указаних сплавів показаний в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Хімічний склад сплавів для лопаток турбін

| Сплав | Хімічний склад, % | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Cr | W | Mo | Nb | Al | Ni | Fe | Si | Mn | S | P |
| 7М | 0,18 | 19 | 4,5 | 0,9 | 0,9 | – | 24 | основа | 1,0 | 2,2 | 0,03 | 0,03 |
| | 0,22 | 21 | 5 | 1,1 | 1,1 | – | 26 | | | 1,5 | | |
| ЛЖ1ВН | 0,10 | 5,5 | 3,5 | 4,5 | 6,0 | 5,0 | основа | 2,0 | 0,4 | 0,4 | 0,015 | 0,015 |
| | 0,25 | 6,8 | 6,0 | 6,0 | 7,2 | 6,2 | | | | | | |

Існуючі жароміцні матеріали надійно працюють при температурі газів перед лопатками турбіни до 980 °С. Для підвищення міцності використовують метод спрямованої кристалізації при остиганні у формі або охолодженні повітрям по спеціальних каналах усередині лопатки. При цьому витрата повітря складає 0,8…1,5 % від витрати газу.

Імпульсність газового потоку викликає вібраційні коливання лопаток, що в свою чергу збільшує рівень напруг біля кореня. У зв'язку з цим у верхній зоні лопатки виготовляють полиці, які утворюють верхній бандаж, що ліквідує резонансні явища і зменшує перетікання газу (рис.4.46). Між полицями у холодному стані залишають зазор 0,1…0,2 мм, який повністю вибирається у гарячому стані.

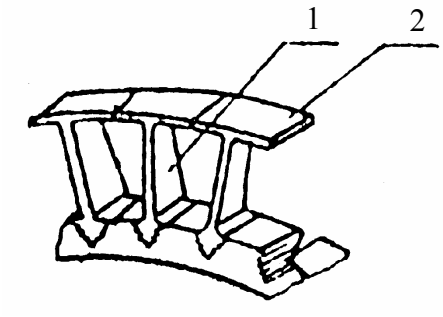



*Рисунок 4.46 – Лопатка турбіни:*
1 – лопатка; 2 – полка

У турбінах з невисокою частотою обертання ротора лопатки іноді “бандажують” за допомогою дроту, який зв’язує всі лопатки.

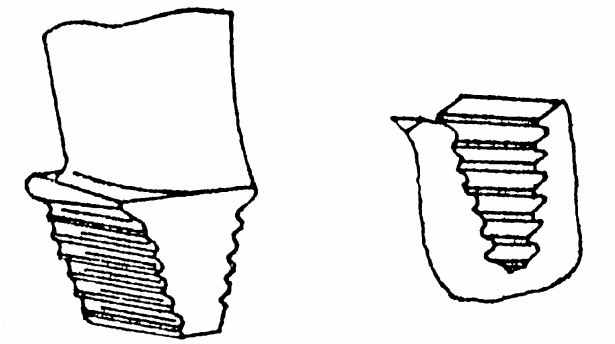
Профілювання робочих лопаток виконують за результатами газодинамічних розрахунків для кількох режимів та вибирають усереднений профіль, що забезпечить безударний вхід газу для найбільш розповсюджених експлуатаційних режимів. Для зменшення втрат при переміщенні газу вхідний профіль лопатки обов’язково полірують вздовж всієї її висоти.

Прохідні перерізи між лопаткових каналів, які впливають на потужність насосних ходів у чотиритактних двигунах, або на витрати газів у двотактних двигунах *обов’язково контролюються методом проливання*. Аналогічно треба перевіряти сопловий апарат, що лімітує переріз випускного тракту.

Ротор турбіни складається з робочих лопаток, диска і вала. Ротор називається суцільним, якщо робочі лопатки й диск виконані у вигляді єдиного відливка. За вказаною технологією виконуються осьові робочі колеса діаметром до 200 мм з температурою газу до 550 °С. Такі колеса прості у виготовленні, мають низьку вартість. Проте вони мають обмеження за величиною колової швидкості, рівнем форсування щодо температури.

Ротор турбіни для форсованого двигуна виконується як складений. При цьому лопатки виготовляються методом точного литва з жароміцного нікелевого сплаву, а диск – із високолегованих сплавів типу ЕІ481, ЕІ698 методом гарячого деформування, вал – із легованої сталі. Складена конструкція ротора дозволяє максимально використовувати механічні властивості матеріалів. Із зменшенням температури деталей знижуються вимоги до жароміцності та жаростійкості металів, що знижує і вартість ротора.

Лопатки скріплюються з диском за допомогою замків, що мають вигляд зубців, розташованих на ніжці лопатки та на бічній поверхні клиноподібного пазу диску (рис.4.47).



*а* *б*

*Рисунок 4.47 – "Ялинкове" сполучення: а* – лопатка; *б* – диск

Зубці лопатки та диска виконуються з високою точністю, аби забезпечити рівномірне розподілення навантаження й рівномірне відведення теплоти.

Зубці лопатки виготовляють шліфуванням, а пази у диску– протягуванням.

Переваги "ялинкового" сполучення:

- усунення температурних напруг у лопатці на корені та в диску, оскільки лопатка отримує вільну посадку, що забезпечує її розширення;
- самовстановлення лопатки у замку, що суттєво зменшує згинальні напруги від відцентрових сил;
- демпфірування коливань лопатки завдяки наявності сил тертя у замку;
- можливість легкої заміни дефектних лопаток.

Однак "ялинковому" замку властиві і суттєві недоліки, один з яких розглянуто вище: потрібна дуже висока точність обробки зубців, аби виключити перевантаження окремих елементів. Крім того, ослаблюється диск біля основи зубця, що викликає появу утомленісних тріщин у процесі тривалої експлуатації. "Ялинкові" замки в умовах НТМ підлягають пиловому зносу, що викликає збільшену радіальну рухливість лопатки (збільшується амплітуда гойдання лопатки у площині обертання). Цей дефект з'являється після 100…150 год. експлуатації за умов великого запилювання повітря на впуску.

Для двигунів НТМ, що працюють в означених екстремальних умовах, доцільно сполучення лопатки з диском виконувати методом зварювання. Важкість виконання цієї технологічної операції міститься в тому, що до недавнього часу вважалося, що високонікелеві сплави не підлягають зварюванню. Вперше у світовій практиці фахівцями Інституту зварювання НАН України, ВНДІ сталі (Росія) та ХКБД (м. Харків) була відпрацьована унікальна технологія зварювання вказаних сплавів для ротора турбіни наддуву двигуна 6ТД-2. Конструкція зварного вузла показана на рис.4.48: ло-

патки 1 зі сплаву ЛЖ1ВН зварені з ротором 2 зі сталі ЕІ698. Технологією передбачено, що лопатки наплавляють облицювальним шаром металу ХН70М (ЕІ367) завтовшки 0,8…1,2 мм, який забезпечує стійкість проти утворення тріщин при подальшому зварюванні. Потім виконується додаткове наплавлення дротом ЧС40 (ХН60МВЮ) завтовшки 0,2…0,7 мм, що захищає попередній наплавлений шар.

Зварювання вінця лопатки з диском (зона А) виконується дротом ЧС40 за такими режимами:

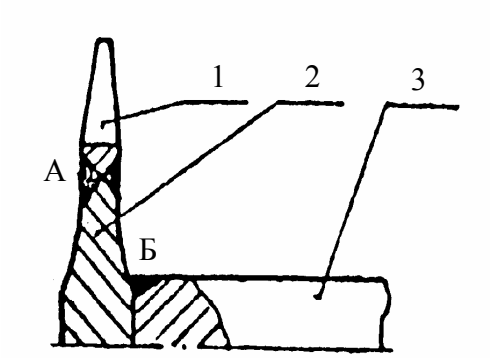



*Рисунок 4.48 – Складений ротор турбіни після зварювання:*
1 – лопатка; 2 – диск; 3 – вал

- напруга 21…23 В;
- сила току (1-й та 2-й шари) 290…320 А;
- сила току (3-й…8-й шари) 220…250 А;
- швидкість подачі дроту у зону зварювання 40 м/с.

Тривала 100-годинна міцність зварного з'єднання при температурі 750 °С, виконаного за даною технологією, дорівнює міцності сплаву ЕІ698. Вал 3 із сталі 30ХМА зварюється з диском 2 (зона Б).

Наведена конструкція ротора відповідає вимогам оптимального використання матеріалів із забезпеченням заданого рівня надійності й вартості.

*в) Конструктивні особливості турбін двигунів 5ТДФ та 6ТД-1*

На двигунах типу 5ТДФ установлюється осьова одноступенева реактивна газова турбіна. Компресор і турбіна розміщені з різних боків блоку і поєднані між собою складеною ресорою.

Конструкції турбін на двигунах 5ТДФ й 6ТД-1 – аналогічні за винятком вхідників. Конструкція турбіни двигуна 6ТД-1 показана на рис.4.49.

Газ по двом випускним колекторам 1 підводиться до вхідника 2 та далі крізь сопловий апарат 3 подається на робочі лопатки 4 ротора турбіни.

Ротор турбіни, про який мова йшла вище, зварний; він складається із диска 6, лопаток, вала 7. Вал ротора спирається на роликовий та шарико-

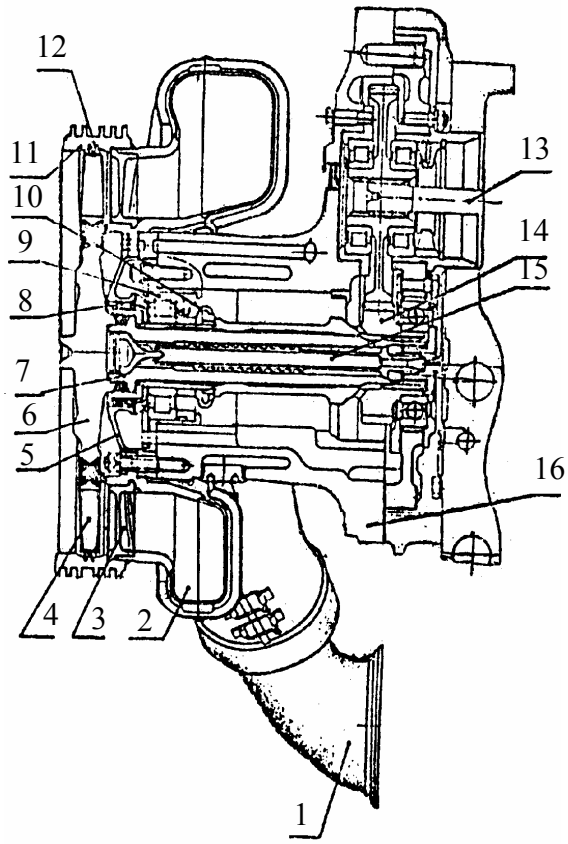



*Рисунок 4.49 – Турбіна двигуна 6ТД-1:*
1 – вхідний патрубок; 2 – завиток; 3 – соплова лопатка; 4 – робоча лопатка; 5 – кришка; 6 – диск; 7 – вал; 8 – ущільнення; 9 – підшипник; 10 – пружний компенсатор; 11 – обойма; 12 – лабіринтне ущільнення; 13 – ресора; 14 – редуктор; 15 – втулка; 16 – корпус

вий підшипники. Компенсація температурних деформацій вала ротора здійснюється пружним компенсатором 10.

Вал ротора обертається із частотою 23350 хв$^{-1}$, колова швидкість на середньому діаметрі лопатки дорівнює 260 м/с.

Усередині вала ротора запресована маслонаправна втулка 15, що має гвинтову канавку.

На зовнішньому діаметрі робочих лопаток розташовані “бандажні” полиці, що разом із лабіринтним ущільненням 12 зменшують утікання газу.

Із боку, який протилежний ротору, встановлений редуктор 14 з ресорою 13, що забезпечує зв’язок із компресором.

Ротор та редуктор установлені на загальному корпусі, в якому виконані канали для підведення повітря з метою охолодження диска, води та відведення масла у картер двигуна.

### 4.2.4. Конструктивні особливості турбокомпресорів наддуву

На деяких НТМ використовуються турбокомпресори автотракторного призначення разом із відповідними дизелями.

Отже, розглянемо конструктивні особливості таких турбокомпресорів.

Турбокомпресор являє собою сполучення двох лопаткових машин: турбіни та компресора для наддуву двигунів НТМ. Ці машини встановлюються на одному валі (роторі) та з'єднані газовим зв'язком. Вал розташовується на підшипниках сковзання, що установлюються у корпусі з натягом або вільно (плаваюча втулка).

Залежно від місця розташування підшипників відрізняють консольне, безконсольне та комбіноване розташування коліс (рис.4.50).

Консольне розташування коліс (рис.4.50, а) забезпечує найменші осьові габарити, меншу масу ротора й найменше захаращення входу повітря та виходу газів. Однак у даній схемі погіршуються умови роботи підшипників, особливо з боку турбіни, внаслідок підігріву від диска турбіни. Крім того, при консольному розташуванні коліс турбіни і компресора збільшується навантаження на підшипники внаслідок дисбалансу й прогинання вала у випадку критичної швидкості обертання.

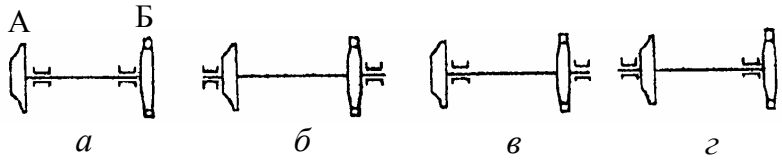



*Рисунок 4.50 – Схема розташування коліс ТК:*
*а* – консольна; *б* – безконсольна; *в, г* – комбінована;
А – компресор; Б – турбіна

Інша схема розташування опор (рис.4.50, б) не має цих недоліків, але суттєво погіршує аеродинаміку потоку. Тому консольне розташування використовується у турбокомпресорах з малим діаметром коліс, які й застосовуються для наддуву швидкохідних двигунів автотракторного типу для НТМ; безконсольне – у турбокомпресорах з більшим діаметром коліс ($D_2 \leq 300$ мм) для наддуву двигунів середньої швидкості (тепловозних, наприклад). Останні можуть використовуватися для спеціального призначення НТМ (дизель-поїзди).

Колеса турбіни і компресора розташовані на зазначеній відстані одне від одного. Спроби створення загального (єдиного) колеса з одним диском не дістали успіху через значний підігрів наддувного повітря та труднощі компонувального характеру.

Турбінне колесо поєднано з валом зварюванням тертям, а компресорне – за допомогою шліців або натягу.

На всіх типах турбокомпресорів, що використовуються для наддуву ДВЗ, застосовуються компресорні колеса відцентрового (напіввідкритого) типу. Колеса виконуються із алюмінієвого сплаву АЛ4 литтям під тиском, що забезпечує необхідну чистоту поверхонь та якість металу.

Турбінні колеса використовуються радіальні та осьові. Турбокомпресори з радіальною турбіною позначаються літерами "ТКР", а з осьовою – літерами "ТК" (рис.4.51 та 4.52).

Радіальні турбінні колеса відливаються у вакуумі по моделях, виплавляються із жароміцних сплавів на нікелевій основі. Осьові турбіни складені: диск – штампований із високонікелевих сталей 10Х11Н20Т3Р; ХН35ВТ; вали – з конструкційної вуглецевої сталі.

Корпус компресора виготовляється з алюмінієвого сплаву, а корпус турбіни – із жароміцного чавуну.

В турбокомпресорах для двигунів автотракторного призначення корпуси турбіни та компресора з'єднані корпусом підшипника 3 (рис.4.51), в якому розташована суцільна плаваюча бронзова втулка. На внутрішній поверхні втулки виконана проточка, яка є резервуаром для масла й запобігає можливості сухого тертя при пуску.

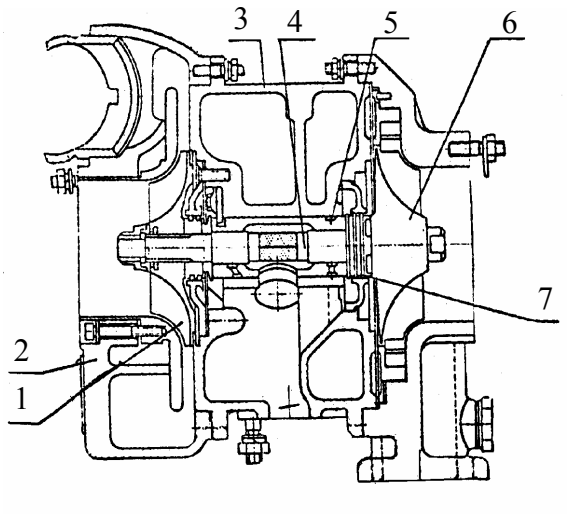



*Рисунок 4.51 – Турбокомпресор із радіальною турбіною типу ТКР:*

1 – колесо компресора; 2 – корпус компресора; 3 – корпус підшипника; 4 – вал; 5 – підшипник; 6 – колесо турбіни; 7 – ущільнюючі кільця

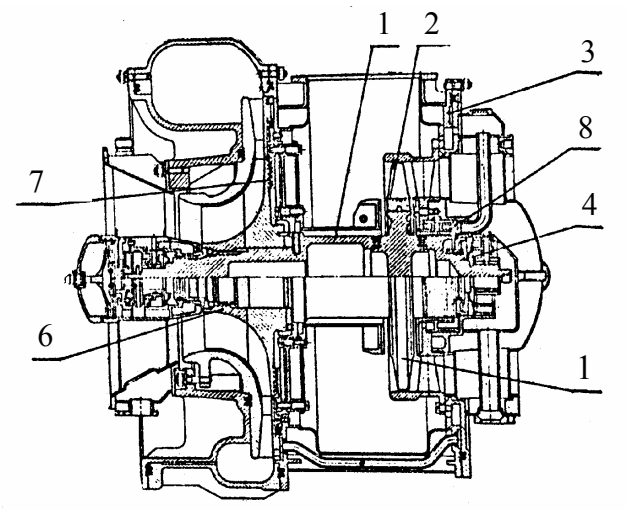



*Рисунок 4.52 – Турбокомпресор із осьовою турбіною типу ТК:*

1 – вал; 2 – "ялинковий замок" 3 – корпус; 4 – опора; 5 – диск турбіни; 6 – колесо компресора; 7, 8 – лабіринтні ущільнення

Ущільнення мастильної порожнини від повітряної і газової суміші здійснюється за допомогою чавунних або сталевих кілець, що встановлені у кільцетримачеві.

Типова конструкція турбокомпресора ТК-38 з осьовою турбіною показана на рис.4.52. Ротор виконаний за безконсольною схемою. Як і в попередньому турбокомпресорі, вал, що складається з двох сталевих порожнистих напіввалів 1, приварений до диска 5 робочого колеса турбіни. Лопатки укріплені на диску за допомогою "ялинкового" замка. Ротор опирається на підшипники ковзання; опори – пружно-демпфірувальні. Герметизація газової та повітряної порожнин здійснюється за допомогою лабіринтних ущільнень 7 та 8.

Турбокомпресор являє собою закінчений вузол, що проектується і виготовляється спеціалізованими заводами. Кожним заводом випускається типорозмірний ряд турбокомпресорів для наддуву двигунів визначеного типу. В Україні, наприклад, для автотракторних дизелів турбокомпресори проектуються і виготовляються Дергачівським заводом (Харківська область).

Характеристики турбокомпресорів наведено в табл.4.8, 4.9.

Типорозміри турбокомпресорів швидкохідних та більш важких дизелів характеризуються діаметром робочого колеса компресора, який знаходиться у межах 55…750 мм, забезпечує $\pi_к$ = 1,9…3,5 та витрату повітря 0,04…30 кг/с.

За рівнем $\pi_к$ турбокомпресори бувають:

- низького тиску "Н" ($\pi_к \le 1,9$);
- середнього тиску "С" ($1,9 \le \pi_к \le 2,5$);
- високого тиску "В" ($\pi_к \ge 2,5$).

Крім тиску наддуву треба вибирати турбокомпресор ще й стосовно витрати повітря, значення якої залежить від рівня агрегатної потужності двигуна, літражу, коефіцієнта надлишку повітря і т. ін., які визначаються у процесі теплового розрахунку.

Маючи дані щодо тиску наддуву й витрат повітря, користуючись номограмою, наведеною на рис.4.53, можна підібрати тип і типорозмір турбокомпресора, що найбільше задовольняють вимоги теплового розрахунку. Для забезпечення оптимальної настройки компресора на заданий

експлуатаційний режим допускається зміна діаметра робочого колеса компресора у бік зменшення його до 6 %, а у бік збільшення – до 10 %.

Таблиця 4.8 – Параметри турбокомпресорів

| Найменування параметра | Типорозміри турбокомпресорів | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ТКР-5,5 | ТКР-7 | ТКР-7,5 | ТКР-11 | ТКР-14 | ТКР-18 | ТКР-23 | ТК-16 | ТК-18 | ТК-21 |
| Діаметр колеса компресора, мм | 55 | 70 | 85 | 110 | 140 | 180 | 230 | 160 | 180 | 210 |
| $\pi_к$ | 2,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 |
| $\pi_{к\ max}$ у термін 1 год, не більше | – | – | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| Температура газів перед турбіною, К | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 |
| Температура газів перед турбіною, К, що допускається за термін 1 год, не більше | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 |
| $\eta_к$, не менше: | | | | | | | | | | |
| з лопатковим дифузором | – | – | 0,70 | 0,72 | 0,75 | 0,76 | 0,78 | 0,75 | 0,76 | 0,77 |
| з безлопатковим дифузором | 0,64 | 0,66 | 0,68 | 0,70 | 0,72 | 0,72 | 0,74 | 0,72 | – | – |
| $\eta_т$, не менше | 0,67 | 0,68 | 0,70 | 0,72 | 0,73 | 0,73 | 0,75 | 0,73 | 0,73 | 0,74 |
| Основні розміри, мм, не більше: | | | | | | | | | | |
| довжина | 160 | 220 | 270 | 310 | 350 | 450 | 560 | 450 | 500 | 560 |
| ширина | 140 | 170 | 200 | 260 | 350 | 430 | 530 | 410 | 460 | 510 |
| висота | 150 | 180 | 210 | 290 | 370 | 450 | 560 | 410 | 460 | 510 |
| Маса, кг, не більше, при виготовленні корпусу компресора: | | | | | | | | | | |
| з чавуну | – | – | – | – | – | – | – | 115 | 150 | 230 |
| з легкого сплаву | 5,5 | 8,0 | 12 | 20 | 40 | 65 | 105 | 100 | 130 | 180 |

Таблиця 4.9 – Параметри турбокомпресорів

| Найменування параметрів | Типорозміри турбокомпресорів | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ТК-23 | ТК-26 | ТК-30 | ТК-35 | ТК-41 | ТК-48 | ТК-256 | ТК-65 | ТК-75 |
| Діаметр колеса компресора, мм | 230 | 260 | 300 | 350 | 410 | 480 | 560 | 650 | 750 |
| $\pi_к$ | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| $\pi_{к\ max}$ у термін 1 год., не більше | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| Температура газів перед турбіною, К | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 | 925 |
| Температура газів перед турбіною, К, що допускається за термін 1 год., не більше | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 | 975 |
| $\eta_к$, не менше: | | | | | | | | | |
| з лопатковим дифузором | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,80 | 0,80 | 0,80 | 0,80 | 0,80 |
| з безлопатковим дифузором | 0,75 | 0,76 | 0,76 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,80 | 0,80 |
| $\eta_т$, не менше | 0,76 | 0,77 | 0,77 | 0,79 | 0,79 | 0,79 | 0,79 | 0,81 | 0,81 |
| Основні розміри, мм, не більше: | | | | | | | | | |
| довжина | 790 | 820 | 980 | 1100 | 1350 | 1550 | 1270 | 2050 | 2350 |
| ширина | 690 | 770 | 860 | 1000 | 1150 | 1350 | 1550 | 1800 | 2100 |
| висота | 610 | 700 | 790 | 910 | 1050 | 1200 | 1400 | 1600 | 1850 |
| Маса, кг, не більше, при виготовленні корпусу компресора: | | | | | | | | | |
| з чавуну | 350 | 470 | 660 | 970 | 1350 | 1950 | 2400 | 3500 | 6000 |
| з легкого сплаву | 300 | 400 | 550 | 850 | 1200 | 1700 | 2000 | 3000 | 5400 |

Підібраний турбокомпресор повинен забезпечити усталену роботу без помпажу на всіх експлуатаційних режимах.

Гарантійний строк для турбокомпресора повинен відповідати гарантійному строку експлуатації дизеля.

### 4.2.5. Охолоджувачі повітря для наддуву

*а) Конструктивні особливості охолоджувачів повітря для наддуву.*

При стиску повітря у компресорі підвищується його температура. Тому ефективність наддуву залежить не тільки від тиску, а перш за все, від відношення

$$p_к / T_к = \rho \cdot R / 10^4 ,$$

де $p_к$, $T_к$ – тиск і температура повітря за компресором;

$\rho$ – густина повітряного заряду;

$R$ – газова константа

Це співвідношення визначає величину $\rho$.

З підвищенням $p_к$ знижується $\eta_{к_{ад}}$, тому температура $T_к$ може випереджати тиск наддуву та наступає момент, коли зростання густини заряду із збільшенням $p_к$ не спостерігається. Такий ступінь підвищення тиску $\pi_к$

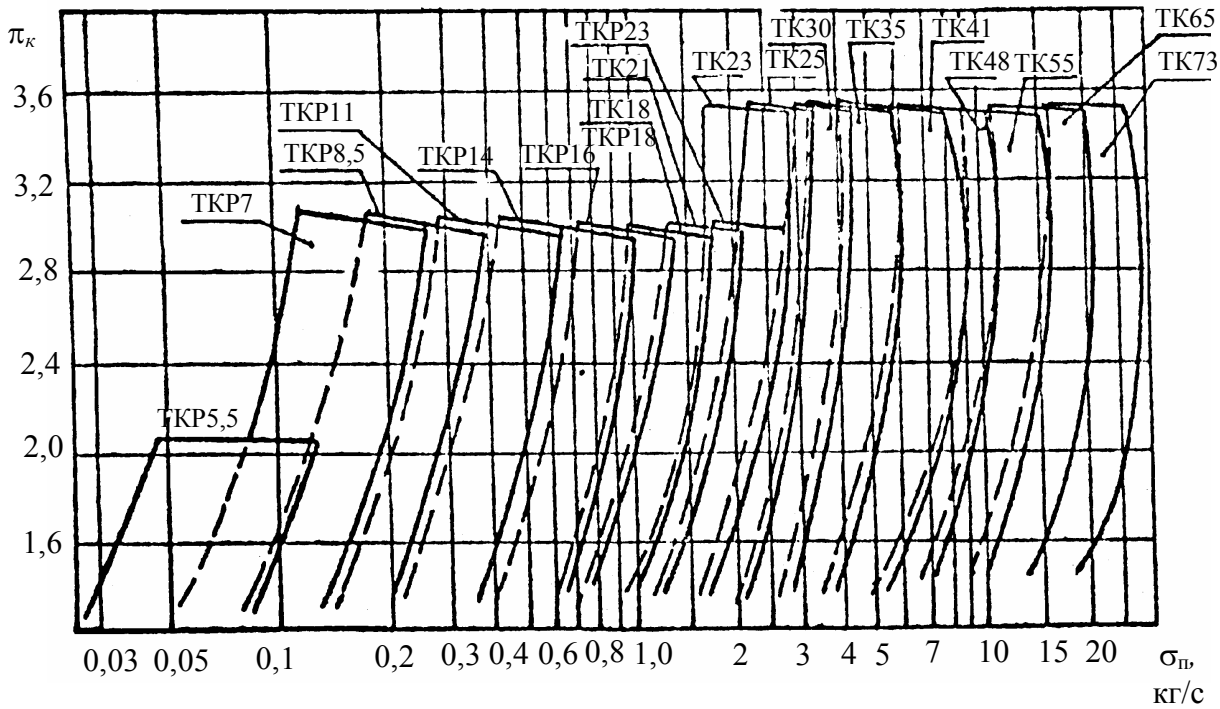



*Рисунок 4.53 – Робочі характеристики турбокомпресорів*

для даної розмірності двигуна слід вважати граничним; тому єдиним способом подальшого збільшення потужності конкретного ряду двигунів є застосування проміжного охолодження повітря. Вплив охолодження повітря на двигуні 6ТД на його параметри при незмінній температурі випускних газів показаний на рис.4.54. З охолодженням повітря від 185 до 85 °С потужність двигуна може бути збільшена на 25 % при постійній температурі випускних газів. Тому форсовані двигуни НТМ останніх поколінь обов'язково оснащені охолоджувачами наддувного повітря після компресора.

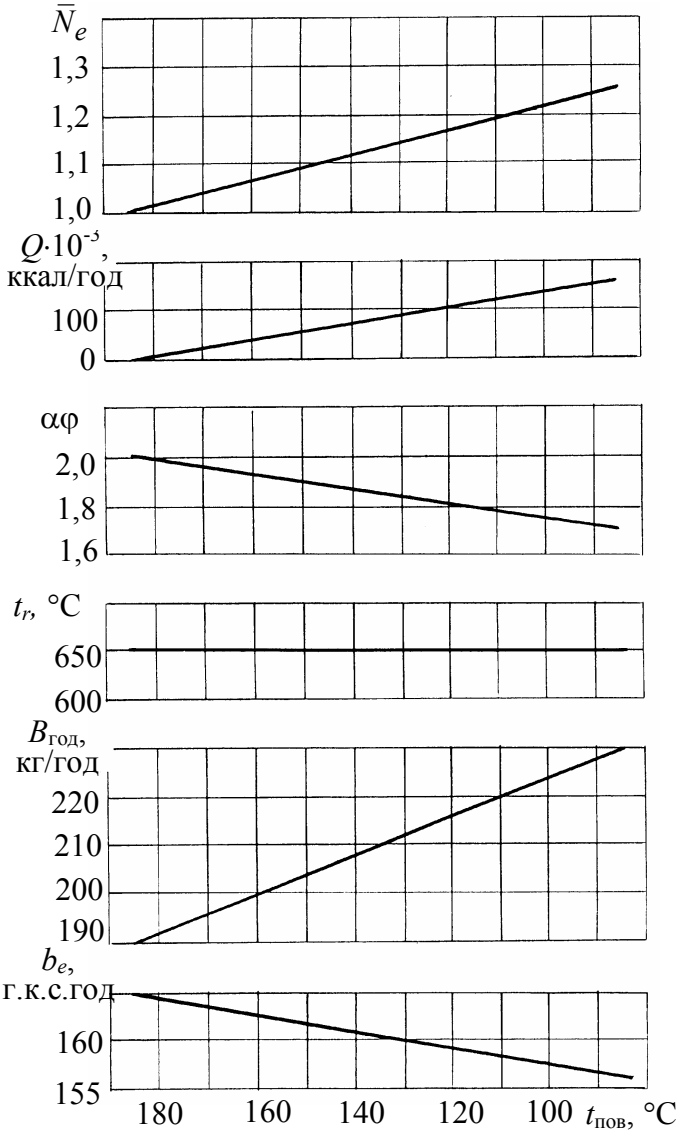



*Рисунок 4.54 – Вплив охолодження повітря на параметри двигуна 6ТД*

Відомі способи охолодження наддувного повітря можна розділити на дві групи:

- усередині циліндрів;
- поза циліндрами.

Охолодження повітря усередині циліндрів здійснюється підбором фаз газорозподілу:

- раннього закриття впускного клапана (до НМТ) – цикл Міллера; завдяки цьому заряд повітря, що є у циліндрі, розширюється при подальшому русі поршня та його температура знижується на 30…40 °С;
- пізнього закриття випускного клапана (після НМТ) на рівні 100… 110 град. П.К.В. – цикл Аткінсона; в результаті знижується температура кінця стиску та збільшується гус-

тина заряду.

Реалізація циклів Міллера чи Аткінсона пов'язана із втратами повітряного заряду та суперечить основному призначенню наддувного повітря – збільшенню коефіцієнта наповнення. Тому у двигунобудуванні охолодження повітря за компресором здійснюється інакше.

Використовуються такі схеми:

▲ охолодження в рекуперативному (поверхневому) охолоджувачеві, де передавання теплоти від повітря до охолоджувального середовища здійснюється крізь поверхню теплообміну;

▲ зниження температури повітря внаслідок випаровування при вприскуванні у наддувне повітря рідини до чи за компресором;

▲ використання розширювальних машин (турбодетандерів).

Випарне охолодження наддувного повітря шляхом вприску води пов'язане з її витратою. Так, при витраті води у кількості 1 % від витрати повітря температура повітря за компресором знижується на 24 °С; при подачі води 1,6 % – на 40 °С. Визнано, що такий спосіб охолодження наддувного повітря через низьку ефективність й велику витрату води для двигунів НТМ не прийнятний.

Охолодження повітря в турбодетандерах пов'язане з розширенням повітря, втратою тиску та наявністю додаткового вузла. Даний спосіб охолодження виправданий для двигунів з високим рівнем середнього ефективного тиску.

Найбільш поширеним для НТМ є рекуперативне охолодження, коли теплопередавальна поверхня створюється з трубок або пластин різної конфігурації.

В трубчастих теплообмінниках використовуються такі види труб: круглі, плоскі, овальні. З метою збільшення площі теплообміну на поверхнях труб виконують ребра, кріплять за допомогою паяння дріт у вигляді витої спіралі, встановлюють пластини і т. ін. Варіанти оребрення труб наведено на рис. 4.55.

Пластинчасті охолоджувачі виготовляють з фігурного листового або гофрованого матеріалу. Гофровані листи з'єднуються попарно роликовим зварюванням (рис.4.56) з обох боків, завдяки чому створюються канали, по яких рухаються охолоджувана та охолоджувальна рідини.

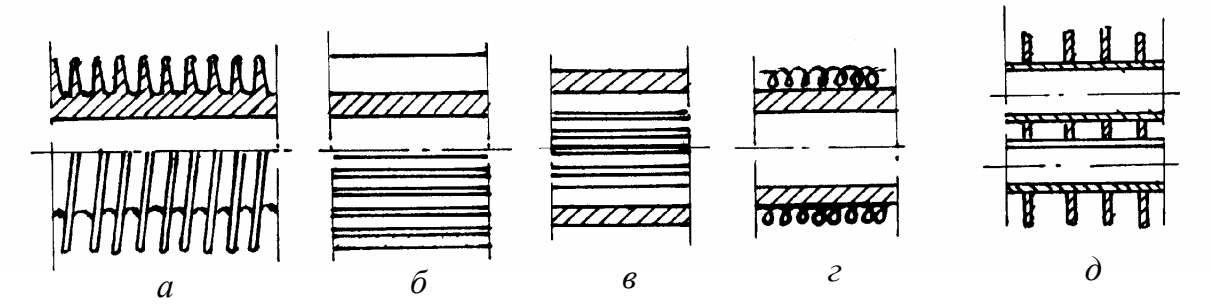



*Рисунок 4.55 – Види оребрення труб ОПН:*
*а* – гвинтові ребра; *б* – поздовжні зовнішні ребра; *в* – поздовжні внутрішні ребра*; г* – дротова вита спіраль; *д* – оребрення плоскими пластинами

Існує правило, згідно якому інтенсифікувати процес тепловіддачі та збільшувати поверхню тепловіддачі потрібно з боку теплоносія, що дає менший коефіцієнт тепловіддачі. Іншими словами, при охолодженні повітря водою, наприклад, ребриста поверхня повинна бути розташована з боку повітря.

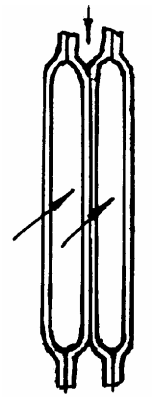


*Рисунок 4.56 – Пластинчастий охолоджувач*

За типом охолоджувального середовища рекуперативні охолоджувачі поділяються на водоповітряні, повітря-повітряні, фреоноповітряні.

Повітря-повітряні охолоджувачі мають просту конструкцію, надійні в експлуатації. Однак через меншу теплоємністі повітря мають великі габарити порівняно з водоповітряними холодильниками. З цієї причини на двигунах НТМ застосовуються переважно водоповітряні холодильники.

За напрямом руху робочих середовищ відрізняють охолоджувачі прямоточні, противоточні, перехресні. При прямотечійних схемах охолоджуване та охолоджувальне середовища рухаються в одному напрямку, при протитечійних – у протилежних, при перехресних – у взаємно перпендикулярних напрямках.

Найбільше розповсюдження отримали холодильники перехресного типу, що мають найвищу ефективність.

Ефективність холодильника може бути збільшена шляхом підбору швидкості руху охолоджувального середовища. Для цього, крім холодильників однозахідного типу, виконують і двозаходні (рис.4.57). У першому типі холодильників охолоджуване середовище не змінює напрямку руху, тоді як у двозахідному холодильнику охолоджуване середовище змінює напрямок свого руху на протилежний.

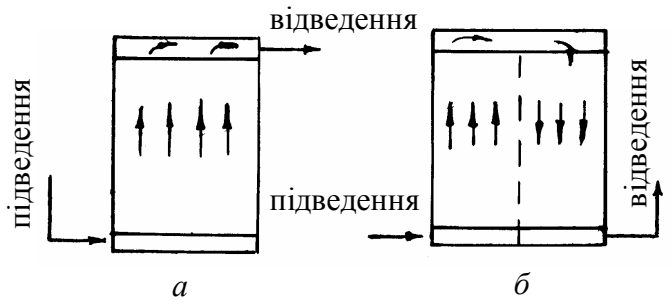



*Рисунок 4.57 – Типи холодильників:*
*а*– однозахідний; *б* – двозахідний

Випробування засвідчили, що високі значення коефіцієнта теплопередачі при допустимому гідравлічному опорі забезпечуються при швидкості повітря 18…23 м/с.

Зміна швидкості води у 3…5 разів мало впливає на тепловідведення. У той же час підвищення швидкості води збільшує небезпеку виникнення ударної корозії, оскільки це обмежено швидкістю прісної води на рівні 2,5…3,5 м/с, а морської – 1,5 м/с.

Труби виконують з латуні або алюмінієвих сплавів типу АМц (легована марганцем) чи АМг (легована магнієм).

Труби розташовуються у шаховому порядку або коридорно. Перша схема дозволяє використовувати площу більш ефективно. Фіксація розташування труб здійснюється за допомогою трубних дощок. Труби у дошці кріплять розвальцьовуванням або зварюванням. Комплект трубок разом з дошками створює закінчений вузол, який називають матрицею (рис.4.58). Для зменшення вібрації труб у середній зоні матриці наносять гумове покриття типу “Віксинт”, яке спирається на корпус холодильника.

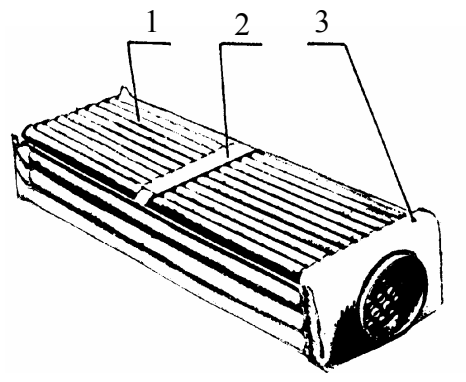



*Рисунок 4.58 – Матриця холодильника наддувного повітря:*
1 – трубка; 2 – дошка; 3 – центральна перемичка

На ефективність тепловіддачі від повітря значно впливає різниця температур між охоло-

джувальним та охолоджуваним середовищами. При високотемпературній системі охолодження ця різниця зменшується, що знижує ефективність повітря, особливо на режимі крутного моменту. Тому на таких двигунах виконують систему охолодження двоконтурною: для охолодження власне двигуна – високотемпературна система; для холодильника наддувного повітря – низькотемпературна система з температурою води 70…80 °С.

Розташовують холодильник наддувного повітря в окремому корпусі або виконують в об'ємі завитка компресора. В останньому випадку збільшуються гідравлічні втрати, хоча габарити двигуна зменшуються.

Теплопередача від одного середовища до іншого обумовлюється, при решті рівних умов, термічним опором забруднень з обох боків теплопередавальної поверхні. Такий опір складають:

- накип завтовшки 0,3…0,5 мм – $3{,}5\cdot10^{-4}\ \frac{\text{м}^2\cdot\text{К}}{\text{Вт}}$;
- іржа завтовшки 0,3…0,5 мм – $5\cdot10^{-4}\ \frac{\text{м}^2\cdot\text{К}}{\text{Вт}}$;
- відкладення масла завтовшки 0,1 мм – $8{,}6\cdot10^{-4}\ \frac{\text{м}^2\cdot\text{К}}{\text{Вт}}$.

Тому холодильники повинні періодично промиватися з метою усунення накипу. Крім того, у високофорсованих двигунах НТМ з проміжним охолодженням наддувного повітря застосовується автономна система суфлірування картера, що виключає створення смолистих відкладень на трубках холодильника.

*б) Визначення основних параметрів охолоджувача наддувного повітря*

Розрахунок охолоджувача базується на рівнянні теплового балансу, яке має (внаслідок безперервності процесу) вигляд:

$$G_{\text{пов}}\, C_{\text{р}_{\text{пов}}}\,(T_{\text{пов}_1} - T_{\text{пов}_2}) = G_w\, C_w (T_{w1} - T_{w2}), \qquad \text{(а)}$$

де $G_{\text{пов.}}$ та $G_w$ – масові витрати повітря і води відповідно; $T_{\text{пов}_1}$ та $T_{\text{пов}_2}$ – температури повітря на вході й виході із охолоджувача, відповідно; $T_{w1}$ та $T_{w2}$ – температури води на вході і виході з охолоджувача відповідно; $C_{\text{р}_{\text{пов}}}$ та $C_w$ – теплоємності повітря та води відповідно.

Ліва частина рівняння (а)

$$Q_{\text{пов}} = G_{\text{пов}} C_{\text{р}_{\text{пов}}} (T_{\text{пов}_1} - T_{\text{пов}_2})$$

визначає кількість теплоти, яку потрібно відводити від повітря.

Права частина рівняння (а)

$$Q_w = G_w \cdot C_w (T_{w1} - T_{w2})$$

визначає кількість теплоти, яку потрібно відводити від води.

*Розрахунок водяного контуру:*

- масова витрата води крізь охолоджувач

$$G_w = \frac{Q_{\text{пов}}}{C_w (T_{w1} - T_{w2})} = \frac{G_{\text{пов}}}{C_w \Delta T_w};$$

- середня температура охолоджувальної води

$$T_{w_{\text{сер}}} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2};$$

- перепад температур по воді

$$\Delta T_w = T_{w1} - T_{w2};$$

- теплофізичні параметри води при температурі $T_{w_{\text{сер}}}$ (визначаються відомими теплофізичними таблицями, співвідношеннями), до яких віднесемо:

$\rho_w$ – густина, кг/см$^3$; $C_w$ – питома теплоємність, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $\lambda_w$ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\nu_w$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м$^2$/с; $\text{Pr}_w$ – критерій Прандтля; $p_{\text{пр}}$ – коефіцієнт протитечії (визначається характером руху теплоносіїв);

- температурний напір

$$\Delta T = \frac{(T_{\text{пов}_1} - T_{w_1}) \cdot (T_{\text{пов}2} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{(T_{\text{пов}_1} - T_{w_1})}{(T_{\text{пов}2} - T_{w2})}\right)};$$

- швидкість води

$$v_w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w},$$

де $f_w$ – підсумований прохідний переріз;

- критерій Рейнольдса для води при швидкості $v_w$ (ламінарний режим)

$$\mathrm{Re}_w = \frac{v_w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_w},$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубки;

- критерій Нуссельта (турбулентний режим)

$$\mathrm{Nu}_w = 0{,}021 \cdot \mathrm{Re}_w^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_w^{0,43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l,$$

де $\mathrm{Pr}_{\text{ст}}$ – критерій Прандтля за середньою температурою стінки;

$$\varepsilon_l = 1 + 2 \cdot \frac{d}{l} \quad \text{при} \quad \frac{l}{d} \le 50 \quad \text{та} \ \varepsilon_l = 1 \ \text{при} \ \frac{l}{d} > 50;$$

- коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{\mathrm{Nu}_w \lambda_w}{\alpha_{\text{вн.}}};$$

- кількість теплоти, що віддається воді,

$$Q_w = \alpha_w F_w \Delta T_w,$$

де $F_w$ – підсумована площа внутрішніх поверхонь трубок.

*Розрахунок повітряного контура:*

♦ вибираємо параметри трубки (рис.4.59)

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубки;

$d$– внутрішній діаметр оребрення;

$D$– зовнішній діаметр оребрення;

$\delta_1$ та $\delta_2$ – товщини ребра;

$h$ – висота ребра;

$t_{\text{р}}$ – крок між ребрами;

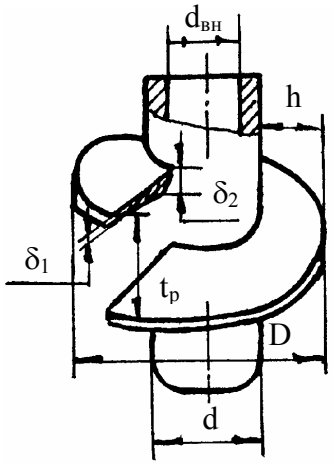



*Рисунок 4.59 – Розрахункова схема трубки*

$S_1$ – фронтальний крок труб;

$S_2$ – крок труб за глибиною;

розташування труб – шахове;

♦ геометричні характеристики теплопередавальної поверхні

$$F_{\text{п}} = F_{\text{р}} + F_{\text{мр}} + F_{\text{пп}},$$

де $F_{\text{р}}$ – площа ребер,

$$F_{\text{р}} = \frac{1}{t_{\text{р}}} \cdot \left[ \delta_2 \cdot \sqrt{\pi^2 D^2 + t_{\text{р}}^2} + 2 \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot \left( \frac{D+d}{2} \right)^2 + t_{\text{р}}^2} \times \sqrt{h^2 + \left( \frac{\delta_2 - \delta_1}{2} \right)^2} \right];$$

$F_{\text{мр}} = \pi \cdot d - \frac{\delta_1}{t_{\text{р}}} \cdot \sqrt{\pi^2 d^2 + t_{\text{р}}^2}$ – площа міжреберних проміжків;

$F_{\text{пр}} = \left[ 1 - \frac{d \cdot t_{\text{р}} + h \cdot (\delta_1 + \delta_2)}{S \cdot t_{\text{р}}} \right] \cdot F_{\text{фп}}$ – площа прохідного перерізу між сусідніми трубами,

де $F_{\text{фп}} = BH$ – фронтальний переріз охолоджувача; $B$, $H$ – ширина та висота охолоджувача на перерізі відповідно;

♦ середня температура і тиск повітря

$$T_{\text{пов}_{\text{сер}}} = 0{,}5 \cdot \left( T_{\text{пов}_1} + \text{T}_{\text{пов}_2} \right); \qquad p_{\text{пов}_{\text{сер}}} = 0{,}5 \cdot \left( p_{\text{пов}_{\text{вход}}} + \text{p}_{\text{пов}_{\text{вих}}} \right);$$

♦ перепад температур у повітрі

$$\Delta T_{\text{пов}} = T_{\text{пов}_1} - \text{T}_{\text{пов}_2};$$

♦ параметри повітря при середніх температурі та тиску

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p_{\text{пов}_{\text{сер}}} \cdot 10^4}{R \cdot T_{\text{пов}_{\text{сер}}}}$$ – густина повітря;

$C_{\text{р}_{\text{пов}}}$ – ізобарна питома теплоємність; $\lambda_{\text{пов}}$ – коефіцієнт теплопровідності; $\nu_{\text{пов}}$ – коефіцієнт кінематичної в’язкості; $\text{Pr}_{\text{пов}}$ – критерій Прандтля;

♦ швидкість повітря

$$\nu_{\text{пов}} = \frac{G_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}} \cdot F_{\text{пр}}};$$

- критерій Рейнольдса (ламінарний режим)

$$\mathrm{Re}_{\text{пов}} = \frac{\nu_{\text{пов}} \cdot d_{\text{е}_{\text{пов}}}}{\nu_{\text{пов}}},$$

де $d_{\text{е}_{\text{пов}}}$ – еквівалентний діаметр стиснутого поперечного перерізу трубного пучка;

$$d_{\text{е}_{\text{пов}}} = \frac{2 \cdot [t_{\text{р}} \cdot (S_1 - d) - h \cdot (\delta_1 + \delta_2)]}{[\sqrt{(\delta_1 - \delta_2)^2 + 4 \cdot h^2} + t_{\text{р}} - \delta_1]};$$

- критерій Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{\text{пов}} = 0{,}36 \cdot \mathrm{Re}_{\text{пов}}^{n} \cdot \beta^{0{,}1} \cdot \varphi^{-0{,}5} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}33} \cdot \left( \frac{\mathrm{Pr}_{\text{пов}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0{,}25} \quad \text{при Re} = (2\ldots3{,}7) \cdot 10^5,$$

де $\beta = (S_1 - d) \cdot (S_2' - d)$ – параметр шагових відносин;

$S_2' = \sqrt{0{,}25 \cdot S_1^2 + S_2^2}$;

$\varphi = \dfrac{F_{\text{п}}}{\pi \cdot d}$ – відношення повної площі $F_{\text{п}}$ до площі внутрішньої поверхні труби без ребер;

$n = 0{,}6 \cdot \varphi^{0{,}07}$;

- коефіцієнт тепловіддачі із боку повітря

$$\alpha_{\text{пов}} = \frac{Nu_{\text{пов}} \lambda_{\text{пов}}}{d_{\text{е}_{\text{пов}}}};$$

- термічний опір трубки з ребрами

$$R_{\text{т.р}} = \frac{F_{\text{п}}}{2 \cdot \pi \lambda_{\text{т.р}}} \Big/ \ln \frac{d_1}{d_{\text{вн}}},$$

де $d_1$ – зовнішній діаметр заготовки до розкатки;

- приведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{\text{пр}_1} = \frac{0{,}9 \cdot \alpha_{\text{пов}} \cdot [r_{\text{р}} \cdot (\varphi_{\text{р}} - 1) + 1]}{\varphi_{\text{р}}},$$

де $\varphi_р = \dfrac{F_п}{\pi \cdot d_{вн}}$ – коефіцієнт оребрення;

$r_р = f\,(m \cdot h_р)$ – коефіцієнт ефективності оребрення, який знаходиться за графіками;

$h_р = h + 0{,}5 \cdot \delta_1$;

$m = \delta_1/\delta_2$ – характеристика ребра;

- коефіцієнт теплопередачі

$$k = \left[ \frac{1}{\left(\alpha_{пр_{пов}} + R_{ст} + F_п\right)\alpha_{пов} F_{вн}} \right]^{-1};$$

- кількість теплоти, що віддається повітрю

$$Q_{пов} = k\, F_п\, H\, \Delta T,$$

де $H$ – висота холодильника, оскільки розрахунки, вище виконані для висоти 1 м.

*Розрахунки втрат повітря в охолоджувачах*

У загальному випадку такі втрати

$$\Delta p = \sum \Delta p_т + \sum \Delta p_м\,,$$

де $\Delta p_т = 0{,}5 \cdot \xi v^2_{пов} \cdot \dfrac{l}{d_{е_{пов}}}$ – втрати тиску на існування сил тертя;

$\Delta p_м = 0{,}5 \cdot \zeta p_{пов} v^2$ – локальні втрати тиску;

$\xi = \left[1{,}82 \cdot l\, q\left(Re_{пов} \cdot Pr_{пов}/Pr_{ст}\right) - 1{,}64\right]^{-2}$ – гідравлічний коефіцієнт тиску;

$\zeta = \left(1 - \dfrac{F_1}{F_2}\right)^2$ – коефіцієнт локального тиску;

$F_1$ та $F_2$ – площі перерізів до і після розширення.

Сумарні втрати тиску повітря у холодильнику не повинні перевищувати 0,005 МПа для трубчастих та 0,006 МПа – для пластинчатих холодильників.

*Показники ефективності холодильників*

Ефективність холодильників оцінюється такими показниками:

◑ термічним і тепловим ККД

$$\eta_{\text{т}} = \frac{T_{\text{пов}_1} - T_{\text{пов}_2}}{T_{\text{пов}_1} - T_{w_2}},$$

що характеризує відношення дійсної кількості теплоти, яка передається наддувним повітрям охолоджувальній воді, до теоретично можливої кількості при охолодженні його до температури охолоджуючої води $T_{w2}$ на вході у холодильник; величина $\eta_{\text{т}}$ не повинна бути меншою, ніж $\eta_{\text{т}} = 0{,}7$;

◑ гідравлічним ККД

$$\eta_{\text{г}} = \frac{p_к - \Delta p}{p_к},$$

який характеризує аеродинамічні якості холодильника;

◑ енергетичним ККД

$$\eta_{\text{ен}} = \frac{G_{\text{пов}} C_{p_{\text{пов}}} \cdot \Delta T_{\text{пов}}}{N_{\text{агрег}}},$$

що характеризує відношення теплоти, яку віддає наддувне повітря, до теплоти, еквівалентній роботі, що витрачена на переміщення води і повітря;

◑ коефіцієнтом компактності

$$\eta_{\text{комп}} = \frac{F}{V},$$

що характеризує відношення поверхні охолодження до її об'єму; трубчасті холодильники мають $\eta_{\text{комп}} = 200\ldots300$ м$^{-1}$; пластинчасті – 300…400 м$^{-1}$;

◑ коефіцієнтом теплопередачі

$$k = \frac{Q_{\text{пов}}}{F_{\text{р}} \Delta T},$$

який для трубчастих холодильників має бути не нижче 465 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, а для пластинчастих – 255 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

◑ коефіцієнтом використання об’єму трубчастого пучка

$$K_{\text{v}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{V\ \Delta T},$$

що характеризує інтенсивність тепловідведення з одиниці об’єму, який для трубчастих холодильників має бути не менше, ніж 95000 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$, а для пластинчастих – 85000 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$;

◑ коефіцієнтом використання маси трубчастого пучка

$$K_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{M \cdot \Delta T},$$

який характеризує інтенсивність тепловідведення з одиниці маси трубчастого пучка, що для трубчастих холодильників має бути не менше, ніж 17,5 $\frac{\text{Вт}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, а для пластинчастих – 15,1 $\frac{\text{Вт}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

### 4.3. Випускна система

Випускна система призначена для відведення газів з циліндрів двигуна, їх утилізації на турбіні, нейтралізації їх шкідливих викидів і глушіння шуму. Складається вона із трубопроводів, турбіни та елементів, що поліпшують екологічні показники двигуна: доопалювачів, нейтралізаторів та глушителів.

Випускна система безпосередньо впливає на ефективні показники двигуна, визначаючи потужність насосних ходів у чотиритактних двигунах та показники газообміну у двотактних двигунах. У зв’язку з цим до випускних систем ставляться особливі вимоги:

- забезпечення мінімальних втрат тиску й температури випускних газів на ділянці від циліндра двигуна до турбіни;
- мінімальний вплив процесу випуску попереднього циліндра на здійснення робочого процесу у наступних циліндрах;
- мінімальне тепловиділення у МТВ з метою виключення підігріву повітря і палива;

┌ розташування випускних і паливних комунікацій на максимальному віддаленні один від одного з метою виключення пожеж;

┌ надійна ізоляція трубопроводів і турбіни для створення прийнятних умов роботи обслуговуючого персоналу.

Умови роботи випускної системи двигуна характеризуються впливом високих температур, тисків, вібрацій. З форсуванням двигуна зростають температура й тиск випускних газів, що збільшує тепломеханічне навантаження випускного колектора, який є початковим елементом випускного тракту.

### 4.3.1. Конструктивні особливості випускного колектора

Для поліпшення газообміну колектори двотактних двигунів виготовляють значно більшого діаметра, ніж чотиритактних:

$$d_{\text{двотакт}} \approx (2{,}5\ldots3{,}0)\cdot d_{\text{чотиритакт}}.$$

Для створення безпечних умов обслуговування зовнішню поверхню колектора теплоізолюють або охолоджують водою.

У двигунах з наддувом випускний колектор визначає ефективність газообміну та роботи турбіни. У зв'язку з цим колектор повинен забезпечувати максимальне використання енергії випускних газів, мати мінімальну довжину; в ньому не повинно бути різких поворотів і змін перерізів, необхідно забезпечувати усунення резонансних коливань газового середовища.

Вибір розмірів колектора виконують з урахуванням таких міркувань:

– середня швидкість газів не повинна перевищувати 60…100 м/с;
– площа перерізу колектора

$$F_{\text{кол}} \geq (0{,}8\ldots1{,}2)\cdot F_{\text{вип}},$$

де $F_{\text{вип}}$ – максимальний переріз випускного органу;

- об'єм випускного колектора відносно до робочого об'єму повинен складати:

$$V_{\text{кол}} / V_{\text{h}} = 0{,}8\ldots2{,}0;$$

- довжина випускного колектора ($l_{кол}$), виходячи з критерію Струхаля, повинна задовольняти умові:

$$S_h = \frac{a_{зв}\tau_{вип}}{l_{кол}} \geq 6{,}0\,,$$

де $a_{зв} = \sqrt{9{,}81 \cdot kRT_{кол}}$ – швидкість звука при параметрах газу у випускному колекторі; $\tau_{вип}$ – тривалість випуску.

Значення вказаних параметрів для двигунів НТМ наведені у табл.4.10.

Таблиця 4.10 – Основні параметри випускних колекторів двигунів НТМ

| Двигуни | Тип випускного колектора | Параметри | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Відносна площа $F_{кол}/F_{вип}$ | Відносний об'єм $V_{кол}/V_h$ | Критерій Струхаля | Діаметр колектора, мм |
| 5ТДФ | Загальний | 1,52 | 2,55 | 9,7 | 74,5 |
| 6ТД-1 | Роздільний: | | | | |
| | внутрішній | 0,86 | 1,48 | 6,2 | 52 |
| | зовнішній | 1,10 | 0,92 | 16,0 | 81 |
| 12ЧН15/16 | Роздільний: | | | | |
| | внутрішній | 1,41 | 1,61 | 13,2 | 52 |
| | зовнішній | 1,82 | 1,02 | 3,5 | 81 |

Важливе значення має початкова ділянка випускного колектора, яка починається безпосередньо біля головки циліндра. Саме на цій ділянці газ має максимальні параметри, тому втрати тут найменш бажані. Враховуючи, що випускний колектор з'єднує газові потоки від деяких циліндрів, у ньому не повинні створюватися перешкоди для руху газів із сусідніх циліндрів. Професором Чаромським А.Д. запропонована конструкція випускного колектора, в якому газ, виходячи з циліндра, направляється спеціально спрофільованими каналами (рис.4.60). Останні забезпечують рух потоку без попадання його під прямим кутом на стінку колектора, що збільшує на 12…15 % кінетичну енергію випускних газів. Указана конструкція початкової дільниці колектора дозволяє використати активний випуск в одному

з циліндрів для ежекції газів сусідніх циліндрів завдяки високій швидкості газів.

З цією ж метою іноді організовують ступінчасте відбирання газів (рис.4.61). При цьому високошвидкісний потік на початковій ділянці при активному випуску збільшує ефективність використання кінетичної енергії випускних газів.

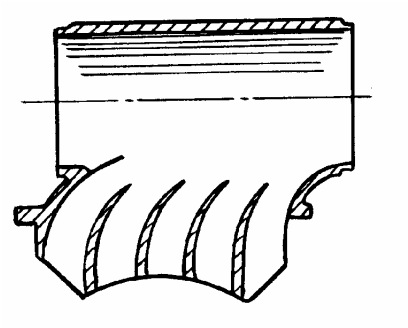


*Рисунок 4.60 – Конструкція початкової дільниці випускного колектора з напрямними лопатками*

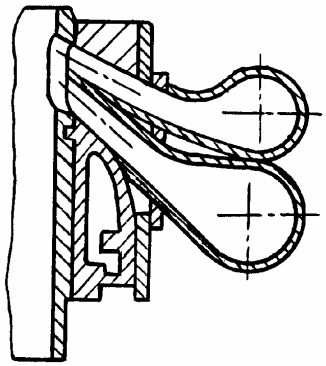


*Рисунок 4.61 – Конструкція випускного колектора, що забезпечує ступеневе відбирання газів*

Однак у багатоциліндрових двигунах вказаних заходів часто недостатньо для ефективного здійснення процесу газообміну через виникаючі коливання тиску газу у випускному колекторі. При цьому суттєво погіршується процес наповнення сусідніх циліндрів.

На рис.4.62,а показані криві змін тисків у циліндрі, впускному й випускному колекторах, що з'єднують випуск з шести циліндрів двотактного двигуна 6ТД-1, який має порядок роботи циліндрів 1–6–2–4–3–5. У зоні максимального відкриття вікон (точки 1 та 2) з'являється підпираючий імпульс тиску газів від наступного за порядком роботи циліндра (через 60 град. П.К.В.), що зменшує перепад тиску між впускним та випускним колекторами, знижує витрату повітря й погіршує очищення циліндра від залишкових газів.

У випускній системі із роздільними колекторами (рис.4.62,б) крива тиску газів відповідає оптимальному закону: різке зростання тиску на початку відкриття випускних вікон, зменшення тиску у період продувки та підвищення тиску у кінці продувки. Такий газообмін реалізовано при порядку роботи циліндрів 1–5–3–6–2–4. При цьому випуск із 1, 2, 3 циліндрів

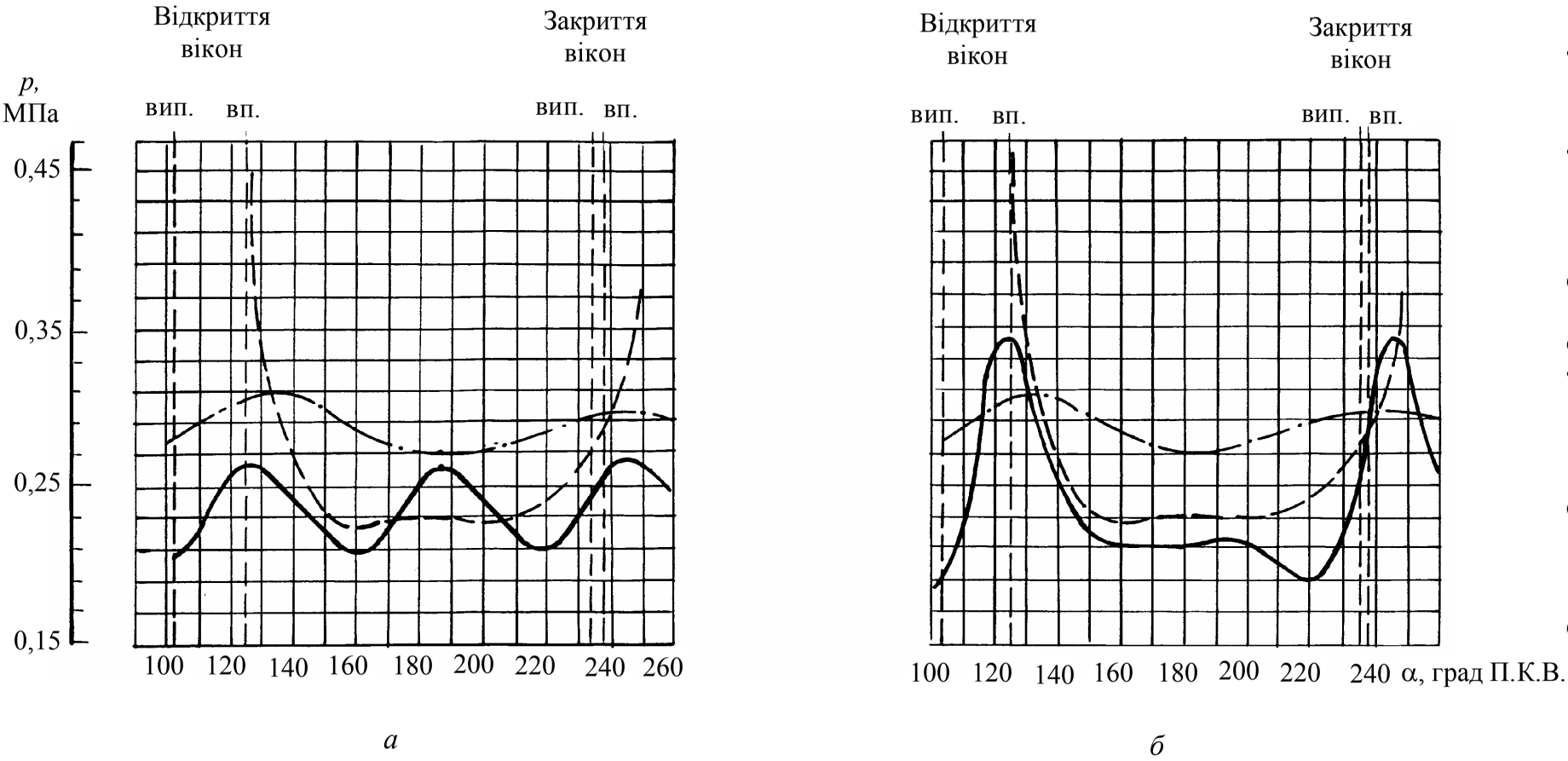



*Рисунок 4.62 – Тиски у різних точках газоповітряного тракту:*
*а* – при з'єднаному випускному колекторі;
*б* – при роздільному випускному колекторі;
позначення: —— тиск у випускному колекторі;
– – – тиск у циліндрі;
– · – тиск у впускному колекторі

здійснюється в один колектор, а із 4, 5, 6-го – в інший. Імпульси тиску у випускному колекторі чергуються через 120 град. П.К.В.

Поліпшення газообміну шляхом розподілення випуску дозволило на двигунах типу 6ТД поліпшити паливну економічність на 4…7 % за зовнішньою характеристикою, збільшити витрату повітря на 5 %, знизити температуру випускних газів на 7 %.

Розподілення випуску звичайно призводить до наявності двох паралельно розташованих випускних колекторів, що збільшує пожежну небезпеку й теплорадіацію у навколишнє середовище. Більш доцільним, з цих причин, слід вважати колектор, в якому одна труба проходить усередині іншої (рис.4.63, а). Дана конструкція має мінімальні габарити та тепловипромінювання. Однак така конструкція має збільшені втрати на тертя газів при протіканні крізь вузькі щілини. Залежність економічності двигуна від площі поперечного перерізу колекторів показана на рис. 4.63,б. Оптимальне за паливною економічністю відношення перерізів лежить у межах 1,2…1.35.

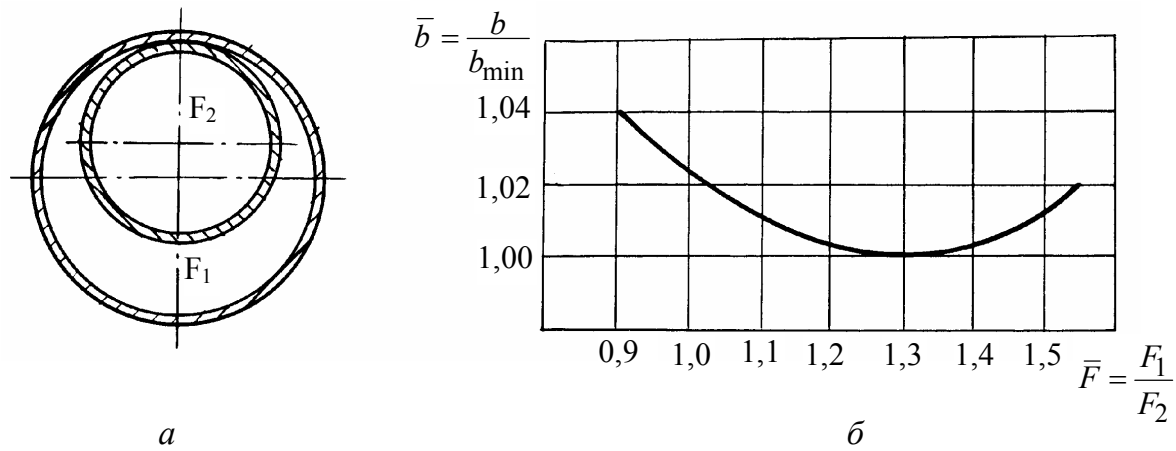



*Рисунок 4.63 – Роздільний колектор типу "труба у трубі":*
*а* – конструкція колектора; *б* – залежність паливної економічності двигуна від відносної площі поперечного перерізу колекторів

Об'єм трубопроводів суттєво впливає на характер зміни тиску випускних газів у колекторі. Можна уявити два крайніх випадки: об'єм колектора у багато разів перевищує робочий об'єм циліндра або набагато менший за нього. В першому випадку тиск у випускному колекторі буде залишатися незмінним; і такий колектор називається колектором постійного тиску. У другому випадку тиск газів у колекторі змінюється циклічно за тиском у циліндрі; цей колектор називають імпульсним. Характер зміни

тиску газів, що відповідає колекторові постійного тиску, показаний на рис.4.62, а; такий що відповідає імпульсному тиску – на рис.4.62, б. Наявність імпульсу тиску сприяє підвищенню потужності турбіни порівняно із стаціонарним (ізобарним) потоком. Відношення потужності турбіни в імпульсному потоці до потужності в стаціонарному потоці називається коефіцієнтом імпульсності:

$$\Phi = N_{\text{т імп}} / N_{\text{т стац}}.$$

Звичайно об'єм та переріз трубопроводів підбирають відповідно до номінального режиму. При відхиленні від розрахункового режиму (особливо у двигунах з високим наддувом) переваги імпульсної системи порівняно з системою постійного тиску зникають.

Тому у практиці двигунобудування більш поширена система із перетворювачем імпульсів, або конверторна. Сутність її в тому (рис.4.64, а), що випускні трубопроводи для здійснення якісного очищення циліндрів виконуються за імпульсною схемою, а на вході у турбіну потоки з'єднуються, перетворюючи кінетичну енергію у постійний тиск газів перед турбіною.

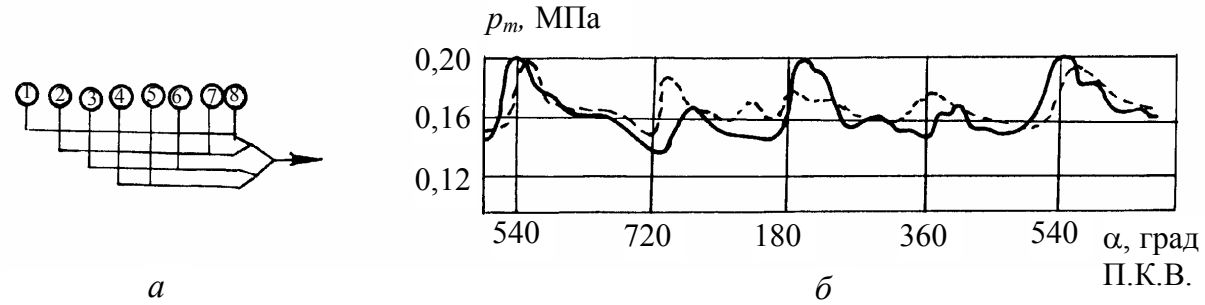


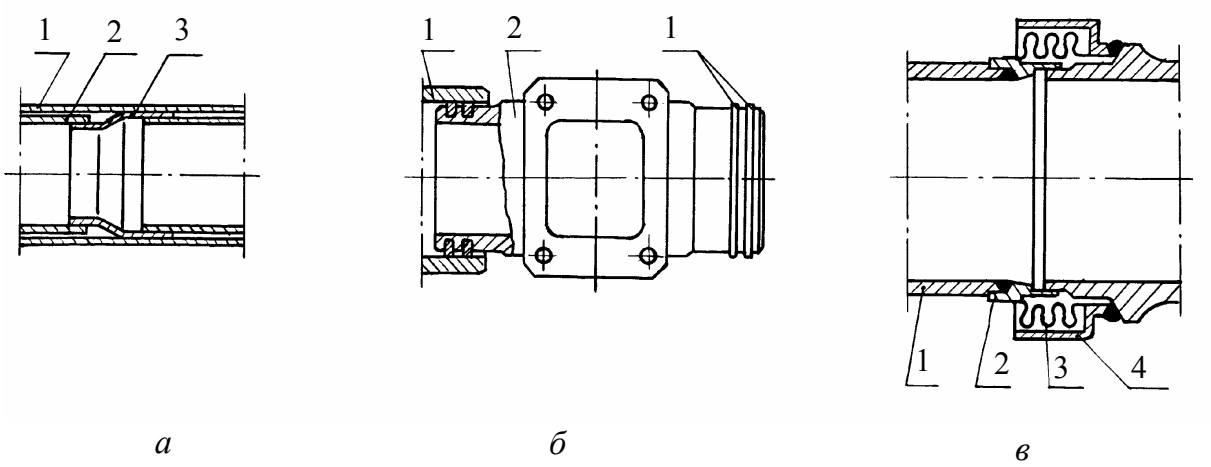

*Рисунок 4.64 – Випускний колектор двигуна 8ЧН18/22 з перетворювачем імпульсів:*

*а* – схема колектора; *б* – тиск у колекторі біля клапана першого циліндра (——) та біля турбіни (– – –)

У процесі роботи довжина випускного колектора змінюється через його постійне нагрівання газами перемінної температури. Враховуючи, що колектор обмивається безпосередньо газами, його температура наближена до середньої температури газів. Для усунення окалиноутворення для випускних колекторів використовують нержавіючі сталі типу ОХ18Н9Т або жароміцні сталі типу Х25Н20С2.

Для зменшення тепловіддачі до навколишнього середовища колектори виконують двотрубними (рис.4.65,а) із повітряним зазором між внутрішньою та зовнішньою трубами або зовнішню трубу ізолюють за допомогою скломікрокришталевого базальтового полотна (двигуни типу 5ТДФ).

Температурні деформації патрубків сприймаються компенсаційними елементами, що виконані у вигляді втулок (рис.4.65, а), кілець (рис.4.65, б) або сильфонів (рис.4.65, в).




*а* *б* *в*

*Рисунок 4.65 – Випускний колектор:*

*а* – двигун В-84: 1 – труба зовнішня; 2 – труба внутрішня; 3 – компенсаційна втулка;
*б* – двигун МВ838: 1 – компенсаційна втулка; 2 – патрубок; 3 – кільця;
*в* – двигун 5ТДФ: 1 – патрубок; 2 – обичайка; 3 – компенсатор; 4 – стакан захисний

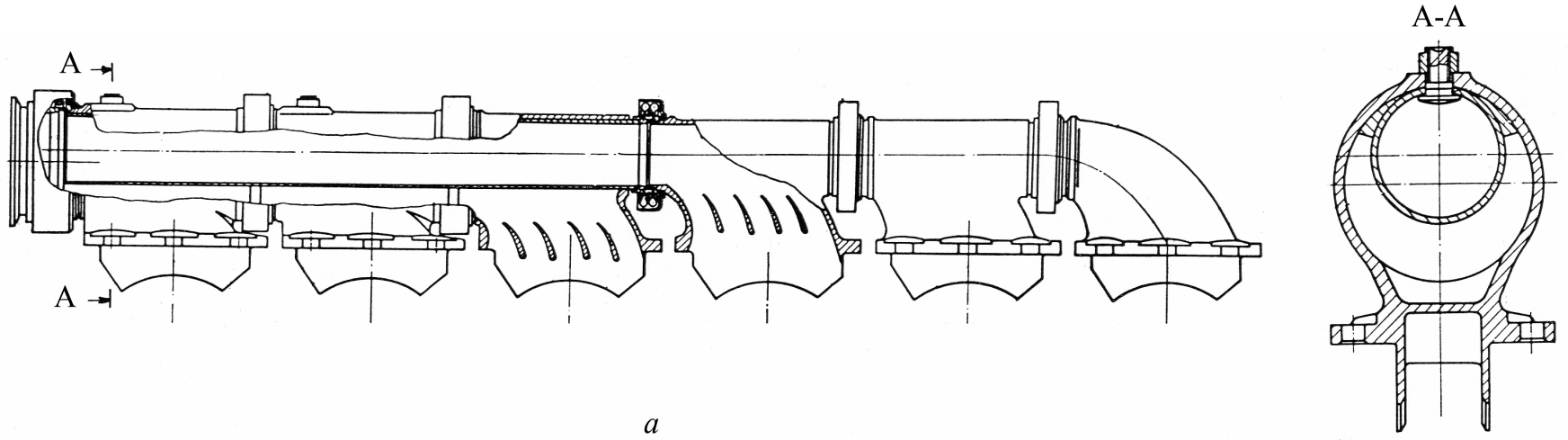
Для ущільнення стиків між блоком і випускним колектором звичайно використовуються мідні або мідно-азбестові прокладки. Гайки вкривають шаром міді для кращого їх відкручування при розбиранні.

Конструкція випускного колектора двигуна 6ТД показана на рис.4.66.

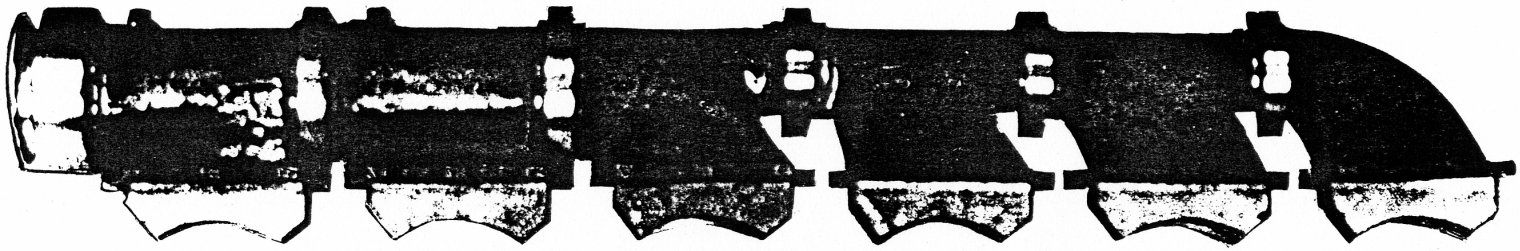
### 4.3.2. Турбінний агрегат

Турбінний агрегат є важливим елементом випускної системи двигунів НТЗ. Він призначений для первинної утилізації випускних газів; далі потужність турбіни використовується для приводу компресора наддуву.

Конструктивні особливості автономних турбін та турбін у складі турбокомпресорів для наддуву НТМ розглянуті вище при вивченні системи повітропостачання.




*а*



*б*

*Рисунок 4.66 – Конструкція випускного колектора двигуна 6ТД:*
*а* – розріз колектора; *б* – зовнішній вигляд колектора

Підкреслимо, що оскільки величина перепаду тисків, яка спрацьовується на лопатках турбін, $\pi_т \le 3{,}0$, турбіни наддуву виконують одноступеневими.

Слід також відзначити, що при частотах обертання вала (ротора) турбіни до $n_т = 40000$ хв$^{-1}$ застосовуються підшипники кочення й ковзання, а при $n_т > 40000$ хв$^{-1}$ – тільки підшипники ковзання.

Поширені схеми комбінованої установки ДВЗ із турбіною та компресором, в яких передбачена можливість передавання надлишкової потужності турбіни колінчастому валу; отже у цьому випадку вони стають силовими, крім того, що турбіни розкручують компресор наддуву.

### 4.3.3. Глушники шуму

Форсований двигун НТМ являє собою випромінювач шуму.

Для оцінювання шуму двигунів використовуються параметри для їх порівняння.

Будь-які коливання рідинного, газового або твердого середовища, що передаються до органу слуху, сприймаються як звуковий тиск (звук). Під звуковим тиском розуміють періодичні коливання пружного середовища, які сприймаються людиною. Звуковий тиск являє собою періодичний процес, який характеризується (рис.4.67):

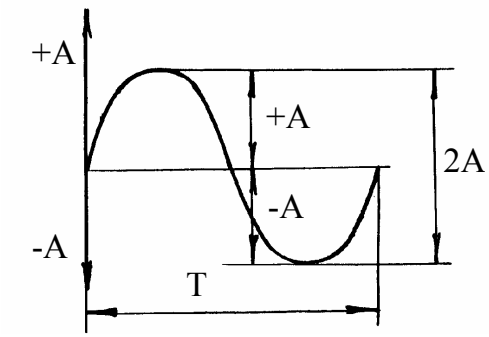



*Рисунок 4.67 – Графік гармонійного коливання*

- частотою коливань $f = 1/T$ (Гц); тобто кількістю повних коливань, що відбуваються у період 1с;
- періодом коливань $T$ це час, за який відбувається одне повне коливання;
- амплітудою коливань $A$ (найбільшим відхиленням від нейтральної лінії);
- розмахом коливань $2 \cdot A$ (сумою позитивних та негативних амплітуд);
- амплітудою коливань швидкості $v = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot A$ (см/с);
- енергією звуку $E = k_1 v^2$, де $k_1$ – коефіцієнт, що характеризує сили внутрішнього тертя середовища;

- звуковим тиском плоскої хвилі $p = v\ \rho\ c$ (дин/см$^2$), де ρ, $c$ – густина та теплоємність середовища відповідно;
- рівнем шуму (у децибелах – дБ), тобто двадцятикратним логарифмічним відношенням вимірюваного звукового тиску $p$ до звукового тиску $p_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ (дин/см$^2$), прийнятого за нульовий поріг,

$$L = 20 \cdot \lg(p/p_0) .$$

Шум, створений двигуном, визначається двома складовими – аеродинамічною та механічною:

$$L = L_{\text{аер}} + L_{\text{мех}}.$$

Аеродинамічний шум виникає при впуску повітря, випуску газів, роботі вентиляторів:

$$L_{\text{аер}} = L_{\text{вп}} + L_{\text{вип}} + L_{\text{вен}} .$$

Джерелом механічного шуму є вибухи при згорянні палива, тертя при взаємному переміщенні деталей, удари клапанів об сідла, коливальні динамічні процеси при навантаженні паливної апаратури, водяної та масляної систем і т. ін. При цьому дії кожного джерела шуму відбувається незалежно одне від одного. Встановлено, що рівень шуму багатовипромінювального джерела, яким і є двигун, визначається як найбільш потужне джерело; інші – створюють загальний фон. У ДВЗ найбільш потужними джерелами шуму є процеси згоряння, впуску та випуску.

Для оцінки рівня механічного шуму, що виникає при згорянні, використовують залежність, дБ:

$$L_{\text{мех.}} = 10 \cdot \lg n + 5{,}5 \cdot \lg P_{\text{е}} + 55,$$

де $P_{\text{е}}$ – ефективна потужність, кВт.

Для двигунів, які використовуються на НТМ, частіше застосовується формула, дБ:

$$L_{\text{мех}} = 10 \cdot (3 \cdot \lg n + 0{,}55 \cdot \lg P_m - 1{,}5 \cdot B_{\text{л}}) + 30{,}5,$$

де $B_{\text{л}}$ – питома літрова маса, кг/л; $P_m$ – потужність механічних втрат, кВт.

Для зниження рівня механічного шуму, що створюється згорянням, намагаються зменшити швидкість наростання тиску при згорянні, максимальну величину тиску згоряння ($p_z$), виконувати шумоізоляцію блока циліндрів, установлювати двигун на пружних опорах і т. ін.

Рівень шуму відкритого всмоктування вищий за шум механічних джерел для дизелів, дБ:

- без наддуву на 5…10;
- з наддувом на 15…25 дБ.

Рівень шуму в процесі всмоктування дизелів з наддувом (із відцентровим компресором з лопатковим дифузором)

$$L_{\text{всмок}} = 50 \cdot \lg u + 10 \cdot \lg z_{\text{диф}} + 3,$$

де $u$ – колова швидкість колеса компресора; $z_{\text{диф}}$ – кількість лопаток дифузора.

Для глушіння шуму в процесі всмоктування застосовуються глушники, показані на рис.4.68.

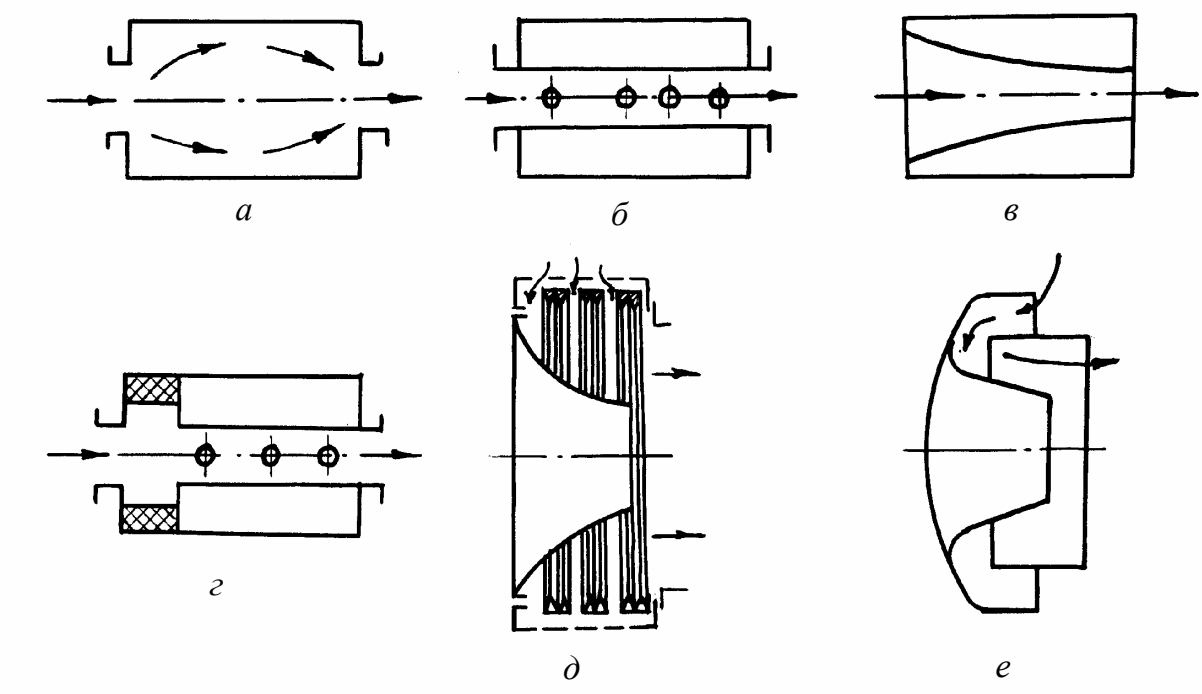



*Рисунок 4.68 – Схеми глушників всмоктування:*

*а* – розширююча камера; *б* – резонансний заглушувач; *в* – сопловий глушник; *г* – комбінований активно-резонансний глушник; *д* – щілинний глушник; *е* – активний глушник

Розширювальна камера звичайно застосовується на нефорсованих двигунах.

У форсованих двигунах для глушіння шуму використовуються звичайно резонансні, соплові й комбіновані глушники шуму, в яких ефект

глушіння визначається об'ємом резонансної камери (рис.4.68, б), довжиною сопла (рис.4.68, в), якістю звукопоглинального матеріалу (рис.4.68, г).

У двигунах з наддувом установлюють різні варіанти глушників шуму активного типу (рис.4.68, д, е). Найбільш ефективним є щілинний глушник, який має найменші габарити.

Для глушіння шуму на випуску використовуються глушники типу рис.4.68., б. Комбіновані резонансні глушники застосовуються рідше через засмолення звукопоглинального матеріалу, що знижує його ефективність.

### 4.3.4. Конструктивні заходи щодо зменшення нагароутворення у форсованих двигунах НТМ

Нагароутворення у ДВЗ пов'язане із складом випускних газів, їх високою температурою та тиском. Нагар відкладається на клапанах, випускних вікнах (двотактні двигуни), поршнях та їхніх кільцях, гільзах циліндрів.

З цієї причини зменшується витрата повітря, знижується потужність двигунів, збільшується температура випускних газів через зменшення перерізу газоповітряного тракту.

Як свідчить практика двигунобудування, відкладення нагару, окрім погіршення ефективності робочого процесу, вкрай негативно відбивається на рівні надійності двигуна, як фізичної (моторесурс, безвідмовність), так і параметричної (стабільність показників двигуна за термін тривалої експлуатації).

З цього приводу проблемам нагароутворення й заходам щодо суттєвого сповільнення цього небажаного процесу саме у форсованих двигунах НТМ приділяється значна увага.

До теперішнього часу немає єдиного погляду щодо причин нагароутворення у дизелях.

Існує думка, що причиною нагароутворення є недостатні миючість, термостабільність та подібні якості масла, що і викликає відкладення продуктів його температурного окиснення на деталях двигунів. Швидкість окиснення масла, як відомо, залежить від температури. При звичайній температурі окиснення масла не виникає зовсім. При нагріві масла до 100…110 °С окиснення масла інтенсифікується, а при вищих температурах

починається розкладання масла з утворенням лаку та нагару. На рис.4.69 показані нагароутворювальні характеристики масел М16ІХП-3 та $M8B_2$. Максимуму відкладень для масла М16ІХП відповідає зона температур 340…400 °С, а для масла $M8B_2C$ 320…360 °С. При вищих температурах маса нагаровідкладень зменшується, що пояснюється вигорянням нагару.

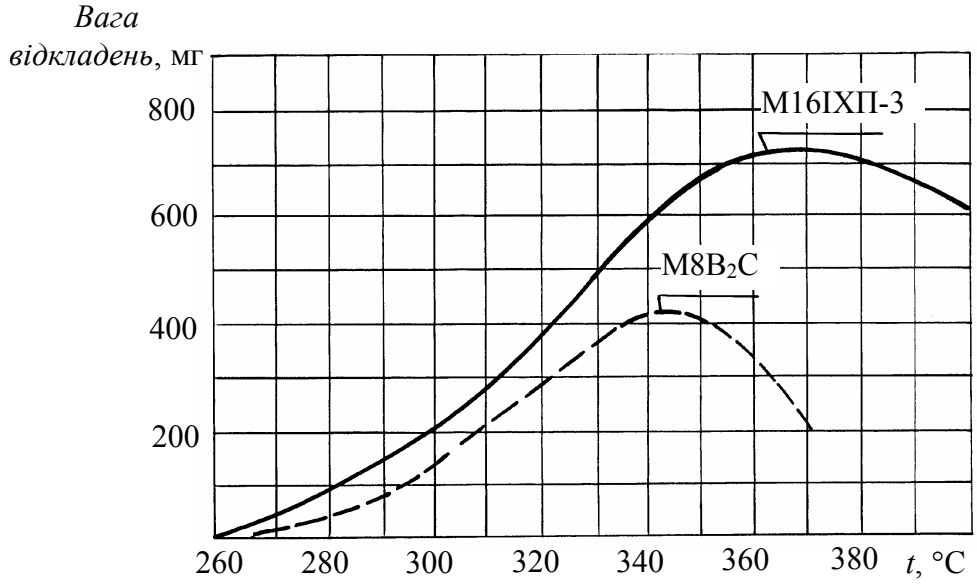



*Рисунок 4.69 – Нагароутворювальні властивості масел* М16ІХП-3 *та* $M8B_2C$

Однак дана теорія не пояснює різких відмін при закоксуванні окремих циліндрів, що пов’язане, треба думати, з організацією робочого процесу в даному циліндрі. Прихильники цієї гіпотези стверджують, що нагароутворення є наслідком неповного вигоряння палива, появою сажі і накопиченням продуктів неповного згоряння у маслі. Підтвердженням цієї гіпотези може бути значне зменшення коксування деталей двигуна при його роботі на газовому паливі, яке, як відомо, вигорає у циліндрах ДВЗ повністю.

Здається, механізм нагароутворення в дизелях описується обома наведеними вище гіпотезами, тобто його поява та інтенсивність цього процесу залежать як від організації робочого процесу двигуна, так і від властивостей масла і палива. Такий підхід дозволяє обґрунтовано запроваджувати заходи боротьби з нагароутворенням у форсованих двигунах НТМ.

Вивчаючи коксування, треба звертати увагу на конкретні елементи двигуна, оскільки природа закоксування, наприклад, поршневих кілець і випускного тракту, різна. Для вияснення першопричини коксування Б.В.

Лосиков поставив експеримент, коли у масло і паливо були введені індикатори: у паливо – розчинені нафтени нікелю, а у масло – нафтени хрому. Після 100 год. роботи зібрали нагар з різних елементів двигуна та визначили вміст у цих відкладеннях нікелю та хрому. Аналіз засвідчив, що у відкладеннях, знятих з поршня й поршневих кілець, переважає хром, а з КЗ, головки циліндрів, клапанів – нікель. Отож, відкладення на поршні чи його кільцях мають масляне походження, тоді як на елементах КЗ і випускного тракту – паливне.

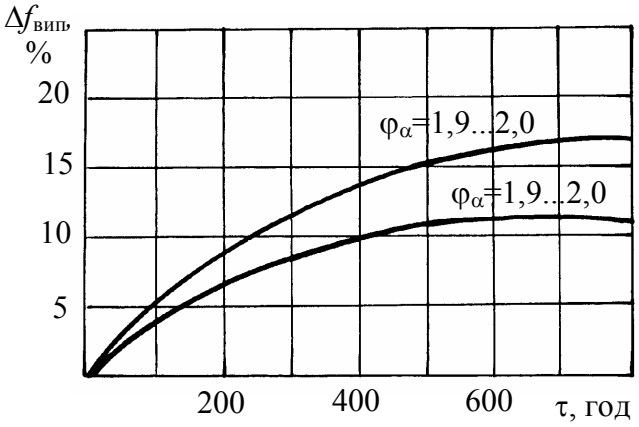



*Рисунок 4.70 – Динаміка зміни площі перерізу випускних вікон двотактного двигуна 5ТДФ*

Процес нагароутворення у випускному тракті має етапи: лакоутворення, збільшення маси нагару, стабілізація цієї маси при тривалих випробуваннях. Стабілізацію нагароутворення оцінюють відповідно до стабілізації процесу зменшення прохідних перерізів впускного та випускного трактів. На рис.4.70 наведена динаміка зміни прохідних перерізів випускних вікон двигуна 5ТДФ. Після напрацювань більше 400 год. закоксування випускних вікон далі вже не змінюється. За даними випробувань двигунів 5ТДФ на маслі М16ІХП-3 площа прохідних перерізів впускних вікон зменшується у середньому на 10…12 %, випускних – на 25…30 %.

З форсуванням двигуна характер закоксування впускних та випускних вікон не змінюється (табл. 4.10) Однак при цьому суттєво змінюється характер закоксування початкової дільниці випускного колектора (рис.4.71). Саме дільниця обумовлює витрату повітря, температуру випускних газів та потужність дефорсованого двигуна. Різке збільшення закоксування випускного тракту дефорсованого двигуна пов’язане з погіршенням процесу згоряння палива внаслідок погіршення розпилювання палива через зниження швидкості плунжера при $n_{дв} < 3000$ хв$^{-1}$. Крім того, при зниженні температури випускних газів посилюються нагароутворювальні властивості масла М16ІХП-3.

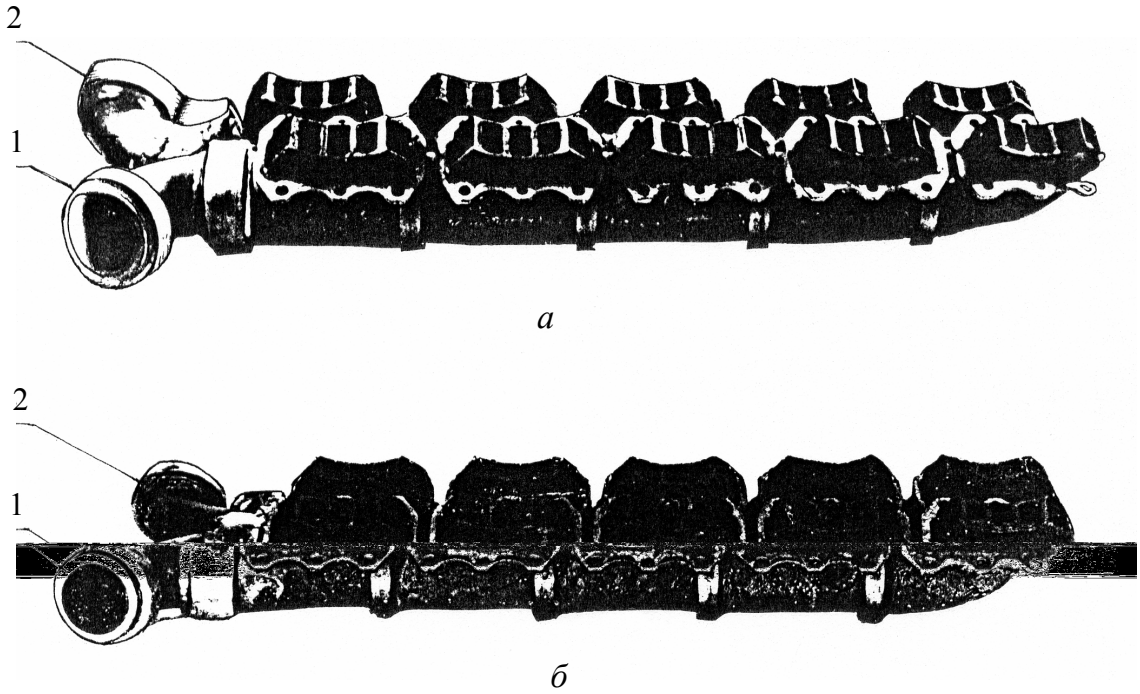



*Рисунок 4.71 – Характер закоксування випускного колектора:*
*а* – форсованого двигуна (1 – нижній колектор; 2 – верхній колектор);
*б* – дефорсованого двигуна (1 – нижній колектор; 2 – верхній колектор)

Таблиця 4.10 – Зміна площі впускних та випускних вікон двигуна 5ТДФ

| Тип двигуна | Літрова потуж-ність, кВт/л | Частота обер-тання, $хв^{-1}$ | Напрацю-вання, год. | Зміна площі вікон, % | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | випускних | впуск-них |
| Форсований | 37,8 | 2800 | 800 | 4,8 | 16,8 |
| Дефорсований | 22,7 | 2200 | 3000<br>2000<br>1500 | 6,0<br>3,82<br>1,50 | 16,8<br>17,3<br>18,0 |

Для зниження закоксування випускного колектора слід удосконалювати процес згоряння палива у КЗ, поліпшувати миючі властивості масла, застосовувати миючі рідини, або, в крайньому випадку, періодично очищувати колектор від нафтових відкладень.

Зокрема слід відмітити наступне

◑ Процес нагароутворення випускного тракту пов’язаний із проблемою токсидоутворення.

◑ Для двигунів НТМ не застосовуються нормативи щодо обмеження концентрації токсичних речовин у викидах.

◑ Таким чином проблема токсичності може розглядатися лише при конвертації військових двигунів для використання їх у народногосподарчій моторній техніці.

В такій постановці комплекс питань токсичності двигунів і розглядається у спеціальній дисципліні “Екологічність ДВЗ”, якій присвячено відповідний підручник, виданий НТУ “ХПІ”.

### 4.4. Особливості системи змащення

Система змащення призначена для зменшення зносу поверхонь тертя, відведення теплоти від них, очищення мастила і поверхонь тертя від залишків зносу. Природно, змащення вузлів і механізмів сприяє суттєвому зниженню механічних втрат двигуна.

#### 4.4.1. Вимоги до системи змащення

Виходячи з призначення, система змащення повинна задовольняти такі вимоги:

- забезпечувати постійну маслоподачу до пар тертя за будь-яких умов експлуатації – температурах навколишнього середовища ±50 °С; кренні або диферентi до 30°; будь-яких прискореннях двигуна, що викликаються умовами дорожнього руху;
- забезпечувати тривалий термін роботи мастила шляхом його очищення від механічного бруду та продуктів старіння;
- допускати експлуатацію при високих температурах масла; у двигунах НТМ температура масла на виході може сягати 130 °С;
- мати возимий запас масла у баці чи картері, не менш, ніж запас ходу НТМ по паливу;
- мати мінімальні втрати тиску вздовж тракту цієї системи;
- забезпечувати швидке й надійне транспортування масла у бак або картер з метою зменшення барботажних втрат; для цього у транспортних

двигунах НТМ продуктивність відкачувальних насосів має перевищувати у 2…2,5 рази продуктивність нагнітальних насосів;

- забезпечувати швидке та ефективне заспокоєння масла, що виключає його піноутворення;
- забезпечувати постійну вентиляцію картера від газів з метою виключення старіння масла;
- допускати експлуатацію на маслах різної в'язкості (зимових та літніх), забезпечивши їх надійну подачу до всіх поверхонь тертя;
- забезпечувати надійну передпускову прокачку масла з метою його подачі до поверхонь тертя тощо;
- швидко та надійно виводити повітряні бульби і т. ін.

В якості мастила у системах змащення використовуються різні масла, особливості й застосування яких залежать від рівня форсування та конструкції двигуна НТМ.

Із збільшенням навантажень на двигун зростають вимоги до масел. Мастило повинно зберігати свої властивості за умов підвищених температур, тисків, високих відносних швидкостей пересування. Створення таких мастил є спільною задачею фахівців – двигунобудівників та хімотологів, тобто спеціалістів з проблем підвищення довговічності, надійності й економічності двигунів за рахунок використання якісних мастил, палив, спеціальних рідин.

### 4.4.2. Моторні масла

Якість моторних масел залежить від основи і присадок. У двигунах НТМ використовуються в основному масла нафтового походження, а не синтетичні.

Якість моторних масел оцінюється рядом показників, що характеризують їхні зносостійкісні, корозійні, миючі властивості.

Наведемо основні фізико-хімічні показники масел.

*В'язкість масла* або внутрішнє тертя є одним із основних показників, що характеризують опір зсуванню шарів масла один відносно одного.

*Абсолютною одиницею в'язкості* називається сила, необхідна для переміщення з одиничною швидкістю одиничної площини відносно іншої такої ж поверхні, від якої вона відокремлена шаром рідини висотою, що

дорівнює одиниці та має розмірність $\left[\frac{\text{діна}\cdot\text{с}}{\text{см}^2}\right]$. Указана одиниця в'язкості називається *пуазом*.

Абсолютна в'язкість визначається часом витікання визначеного об'єму рідини під дією сили ваги крізь капіляр. Таке переміщення повинно бути тільки ламінарним, тобто коли критерій Рейнольдса $\mathrm{R}_c = \frac{d\, v\, \rho}{\text{н}} \le 2000$.

Відношення $\frac{v}{\rho} = \nu_{\text{к}}$ називається кінематичною в'язкістю й називається стоксом $\left(\frac{\text{н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}\right)$; сантистокс – одиниця, у 100 разів менша, ніж стокс. Позначення: стокс – "СТ"; сантистокс – "сСТ".

При маркіруванні масел указується кінематична в'язкість при 100 °С. Наприклад, масло М10В$_2$С має кінематичну в'язкість 10 сСТ.

В'язкість масла залежить від температури; ця залежність характеризується *індексом в'язкості*, що визначає характер протікання кривої в'язкості. Масла, що мають високий індекс в'язкості, кращі щодо пускових якостей (масло М10В$_2$С має І.В. = 115) порівняно з маслами, в яких цей індекс низький (масло М16ІХП-3 має І.В. = 90).

*Маслянистість* характеризує здатність масла створювати на поверхнях тертя міцні абсорбовані шари, які усувають безпосередній контакт (металевий) поверхонь тертя. Маслянистість суттєво поліпшується при додаванні у масло жирних кислот.

*Термоокисна стабільність* характеризує антиокисні властивості масла. Вона визначається часом (хв.), у термін якого тонкий шар масла при температурі 250 °С перетворюється у лаковий шар. Цей показник призначений для умовної оцінки схильності масел до створення лакових відкладень, що викликають небезпеку пригоряння кілець та для оцінки ефективності дії присадок.

*Зольність* масла пов'язана з утворенням сухого вуглистого залишку, який, попадаючи у зазори пар "поршень–кільце" та "поршень–циліндр", спричиняє їхній знос. При подальшому підвищенні температури має місце вигоряння золи. Твердість золи залежить від присадок. Масло має кращі властивості при меншій зольності.

*Корозійність* масла характеризує його здатність до тривалої роботи з різними металами без корозійних пошкоджень. Сутність методу визначення корозійності базується на втраті маси металевої пластини, на яку періодично подають масло та повітря протягом 25 год. при $t$ = 140 °С. Така втрата при випробуваннях якості масла не повинна перевищувати 9 г/м$^2$. Незадовільні корозійні якості масла негативно впливають, перш за все, на кольорові метали і сплави, з яких виконуються підшипники, труби і т. ін.

*Лужне число* характеризує корозійну здатність масла. Цей показник оцінюють за кількістю у міліграмах їдкого калію (КОН), що необхідна для всіх кислот, які є в 1 г масла. Для масла М16ІХП-3 воно дорівнює не менш 4 мг. Чим нижчий цей показник, тим нижча якість масла, оскільки зменшується запас щодо спрацювання продуктів окиснення, які створюються при експлуатації двигунів.

*Миючий потенціал масла* свідчить про його здатність очищати поршні, клапани, випускні та впускні тракти від лакових відкладень і продукти неповного згоряння палива. Цю якість масла визначає зменшення прохідного перерізу газоповітряного тракту двигуна у процесі експлуатації, що є причиною зниження повітропостачання, погіршення параметрів двигуна.

*Піноутворення в двигуні* виникає внаслідок збовтування і розбризкування масла, що викликає його насичення повітрям, парами палива та газами. У маслі може бути до 15 % об'єму бульбашок повітря, газів. Виходячи на вільну поверхню, вони створюють піну, яка засмоктується масляним насосом, що погіршує змащення деталей тертя. З метою запобігання піноутворення у масло додають до 0,001 % протипінної домішки (присадки), що скорочує тривалість перебування в ньому бульбашок повітря і зменшує кількість піни.

*Температура застигання масла* характеризує його рідкоплинні властивості. Чим нижче вихідна в'язкість масла, тим нижчою стає температура його застигання. У двигунах НТМ застосовують два види масел: всесезонне М16ІХП-3, що має температуру застигання мінус 25 °С; зимове – М8В$_2$С, яке має цю температуру близько мінус 50 °С.

Сьогодні використовуються відповідні цим якостям присадки до масел, але частіше – багатофункціональні присадки, що поліпшують одночасно ряд показників (властивостей).

Склад присадок до масла для використання у вітчизняних двигунах НТМ розроблений спеціально для високофорсованого двигуна 5ТДФ і підвищує якості масла МТ16П за антизносними, термостабільними, миючими властивостями (табл. 4.11).

Таблиця 4.11 – Склад присадок моторних масел

| Марка масла | База масла | Присадки | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | протизносні | антиокисні | антикорозійні | миючі | депресорні | антипінні |
| МТ16П | Мінеральне масло | Багатофункціональна МНДІП-22К | | | | АЗНДІ ЦІАТІМ | ПМС-200А |
| М16ІХП-3 | Мінеральне масло | БФКу | ІНХП-3 | ІНХП-21 БФКу | СБ-3у БФКу | ПМА”Д” | ПМС-200А |
| М8$В_2$С | Суміш синтетичного масла МАС14Н із мінеральним маслом АСВ-5 | ЦІАТІМ-339 | ДФ-1 | ДФ-1 Бетол-1 ЦІАТІМ-339 | СВ, АСБа, ПМСБа, ЦІАТІМ-339 | | ПМС-200А |
| М12$В_2$ | Алкілбензональна фракція із в’язкістю 11,5…12,0 сСт | АБЕС | ДФ-1 | ДФ-1 Бетол-1 | АСБа, ПМСБа, СВ | | ПМС-200А |

Малов’язкі масла М8$В_2$С та М12$В_2$ розроблені для поліпшення пускових якостей двигунів; вони використовуються під час зимової експлуатації.

Основні фізико-хімічні показники моторних масел М8$В_2$С та М16ІХП-3 зведені у табл.4.12.

Масла, що застосовуються для двигунів НТМ, відповідно класифікуються. Такі масла відносяться до класу моторних і позначаються літерою “М”. Наприклад: М8$В_2$С, де М – моторне масло; 8 – величина в’язкості при 100 °С; $В_2$ – масло для середньофорсованих дизелів; С – північне. Далі за цією літерою вказуються цифри (наприклад: 8; 12; 16), що відповідають значенню кінетичної в’язкості у сСТ при температурі 100 °С.

Таблиця 4.12 – Фізико-хімічні показники моторних масел для НТМ

| Показник | Масло | |
|---|---|---|
| | $М8В_2С$ | М16ІХП-3 |
| В'язкість кінематична, сСТ:<br>при 100 °С<br>при 40 °С | <br>8<br>– | <br>16<br>160 |
| Індекс в'язкості, не менш | 115 | 90 |
| Температура застигання, °С, не вище | –50 | –25 |
| Температура спалахування у відкритому тиглі, °С | 200 | 225 |
| Лужне число, мг, КОН на 1 г масла, не менш | 4,2 | 4,0 |
| Зольність сульфатна, %, не більше | 1,4 | 1,25 |
| Корозійність на пластинах свинцю, г/м$^2$, не більше | відсутня | 9 |
| Термоокислювальна стабільність при 200 °С, хв., не менше | – | 100 |
| Миючий потенціал, %, не менше | – | 80 |
| Миючі властивості, бали, не більше | | |
| Змазуючі властивості при температурі зовнішнього середовища та індекс задирання $І_з$, не менше | – | 34 |
| Ступінь чистоти, мг, на 100 г масла, не більше | 300 | 320 |
| Масова доля, %, не більша:<br>механічних домішок<br>води | <br>0,01<br>сліди | <br>0,013<br>сліди |
| Густина при 20 °С, кг/м$^3$, не більше | 900 | 900 |

Прописні літери після в'язкості вказують на належність до групи масел за експлуатаційними властивостями. Моторні масла залежно від галузі застосування поділяються на групи А, Б, В, Г, Д, Е, які вказані у табл. 4.13.

Таблиця 4.13 – Класифікація масел за групами

| Група масла | | Галузь застосування |
|---|---|---|
| А | | Нефорсовані бензинові двигуни і дизелі |
| Б | $Б_1$ | Малофорсовані бензинові двигуни |
| | $Б_2$ | Малофорсовані дизелі |
| В | $В_1$ | Середньофорсовані бензинові двигуни |
| | $В_2$ | Середньофорсовані дизелі |
| Г | $Г_1$ | Високофорсовані бензинові двигуни |
| | $Г_2$ | Високофорсовані дизелі |

Закінчення табл. 4.13

| Група масла | Галузь застосування |
|---|---|
| Д | Високофорсовані двигуни, що працюють у важких експлуатаційних умовах |
| Е | Лубрикаторні системи змащення циліндрів дизелів, що працюють на паливі з високим вмістом сірки |

### 4.4.3. Конструкція і розрахунок системи змащення

Система змащення поділяється на зовнішню й внутрішню.

До зовнішньої системи змащення відносяться ємності, маслопідкачувальні та відкачувальні насоси, холодильники, контрольно-вимірювальні прилади, маслопроводи.

До внутрішньої системи змащення відносяться агрегати та вузли, які забезпечують змащення пар тертя та їх охолодження і очищення від продуктів зносу.

Залежно від способу змащення розподіляють змащення *розбризкуванням, під тиском та комбіноване*.

*Способи та заходи змащення двигунів*

Змащення розбризкуванням застосується на неформованих двигунах.

На форсованих двигунах НТМ змащення обов'язково має відбуватися під тиском (примусова подача масла). При цьому основні вузли двигуна – підшипники колінчастого й кулачкових валів, осі коромисел, підшипники, передачі і т. ін. змащуються організовано від масляного насоса – з локальним підведенням масла крізь свердління, маслотрубки.

У залежності від способу подавання масла до корінних підшипників колінчастого вала відрізняють *індивідуальне* і *центральне* підведення.

При індивідуальному підведенні масло від загального трубопроводу подається до кожного корінного підшипника, розташованого у блоці циліндра (рис.4.72,а). На швидкохідних двигунах частіше використовується центральне підведення.

У сучасному двигунобудуванні застосовується комбінована система змащення, коли найбільш навантажені вузли змащуються під тиском (примусова циркуляція масла), а решта – змащуються та охолоджуються розбризкуванням.

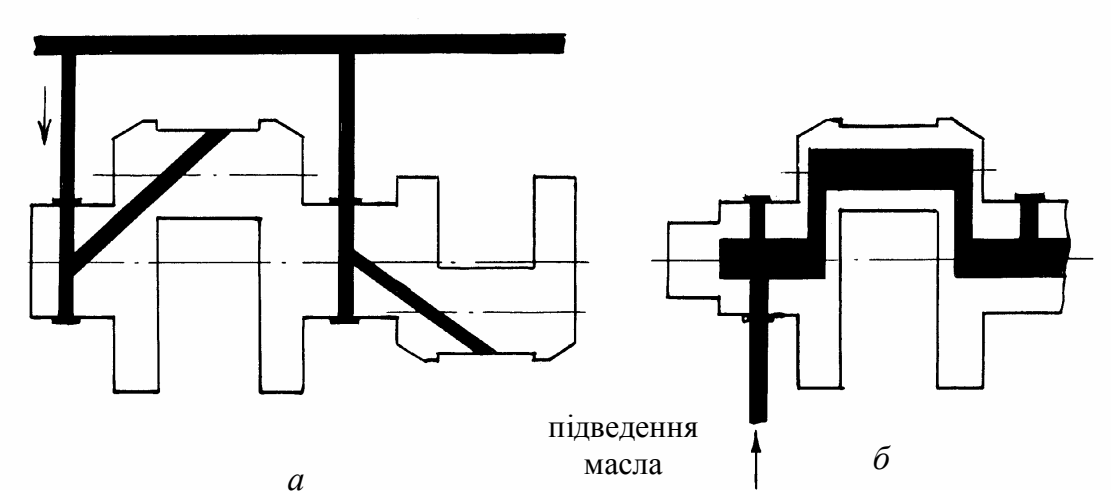



*Рисунок 4.72 – Способи підведення масла до корінних шийок колінчастого вала:*
*а* – індивідуальне; *б* –підведення

При примусовій подачі масла його забирання здійснюється від окремої ємності.

Залежно від місця розташування основного об'єму масла системи змащення поділяються на системи з *мокрим* або *сухим* картером.

В схемах змащення з мокрим картером основний запас масла зберігається у піддоні двигуна. Така схема відрізняється простотою і використовується на автомобільних двигунах.

У схемах з сухим картером масло утримується в автономному масляному баку, куди воно подається відкачувальними насосами. Враховуючи, що відкачуване із картерів масло перебуває у зваженому стані, продуктивність відкачувальних насосів має бути у 2…2,5 рази більше продуктивності нагнітальних. Система змащення із сухим картером забезпечує тривалу роботу двигуна з великим креном, диферентом; масло при цьому в меншій мірі зазнає дію газів, зменшується борботажна втрата і витрата масла. Крім того, наявність окремої ємності для масла дозволяє організовувати у найкоротшій термін його передпусковий розігрів, що взимку скорочує підготовку двигуна до запускання. Дана схема системи змащення застосовується на всіх форсованих двигунах НТМ.

Відомо, що головний знос двигуна пов'язаний з його пуском. Саме у цей момент деталі тертя не відокремлені шаром масла, тертя наближено до напівсухого. Процес такого тертя ще посилюється у холодну пору року,

коли підвищується в'язкість масла, що зменшує його прокачку. З цього приводу передбачають передпускову прокачку масла. На двигунах НТМ з цієї мети передбачено автономний масляний насос типу МЗН-2, що працює від електродвигуна.

Для очищення масла, що циркулює в системі змащення, застосовуються фільтри.

У двигунах НТМ з високим масовим рівнем прокачування масла застосовується багатоступенева система його очищення.

На першому ступені очищення використовуються фільтри грубого очищення масла, які можуть бути пластинчасто-щілинні, стрічково-щілинні або сітчасті. Тонкість очищення мастил цими фільтрами звичайно складає 50…100 мкм.

Очищення масла здійснюється масляними відцентровими фільтрами що виконуються за двома схемами: повнопоточні або неповнопоточні МЦФ.

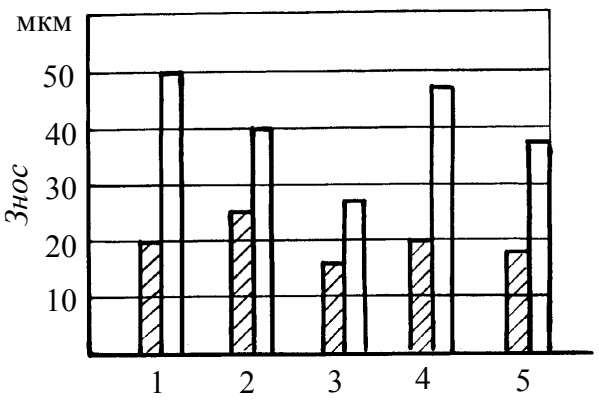



*Рисунок 4.73 – Знос корінних шийок колінчастого валу швидкохідного двигуна:*

- з повнопоточною центрифугою;
- з неповнопоточною центрифугою

1 – 5 – номери шийок

Повнопоточні МВФ установлюються послідовно відносно до фільтра грубого очищення; вони очищують все циркулююче масло. Неповно-поточні МВФ установлюються паралельно з фільтром грубого очищення й пропускають через себе тільки частку (до 10…15 %) масла від основної його циркуляції. Строк служби до промивання таких МВФ збільшується, але знижується якість очищеного масла, що викликає збільшення зносу пар тертя (рис.4.73).

Очищення масла у центрифузі здійснюється за рахунок діяння відцентрових сил на забруднені частки; такі сили виникають при обертанні ротора МВФ. Залежно від виду застосованої енергії на привід ротора розпізнають центрифуги з механічним, електричним та пневма-

тичним приводами.

Найбільше розповсюдження в сучасному двигунобудуванні отримали центрифуги з гідравлічним приводом ротора завдяки простій конструкції, високій швидкодії, наявності власного джерела енергії на цей привід.

Гідравлічний привід ротора виконується за двома схемами – з реактивним або активним приводами.

При використанні гідрореактивного привода масло від нагнітального насоса подається на два діаметрально розташовані сопла (рис.4.74). Масло, що витікає із сопел з великою швидкістю, створює на роторі реактивний

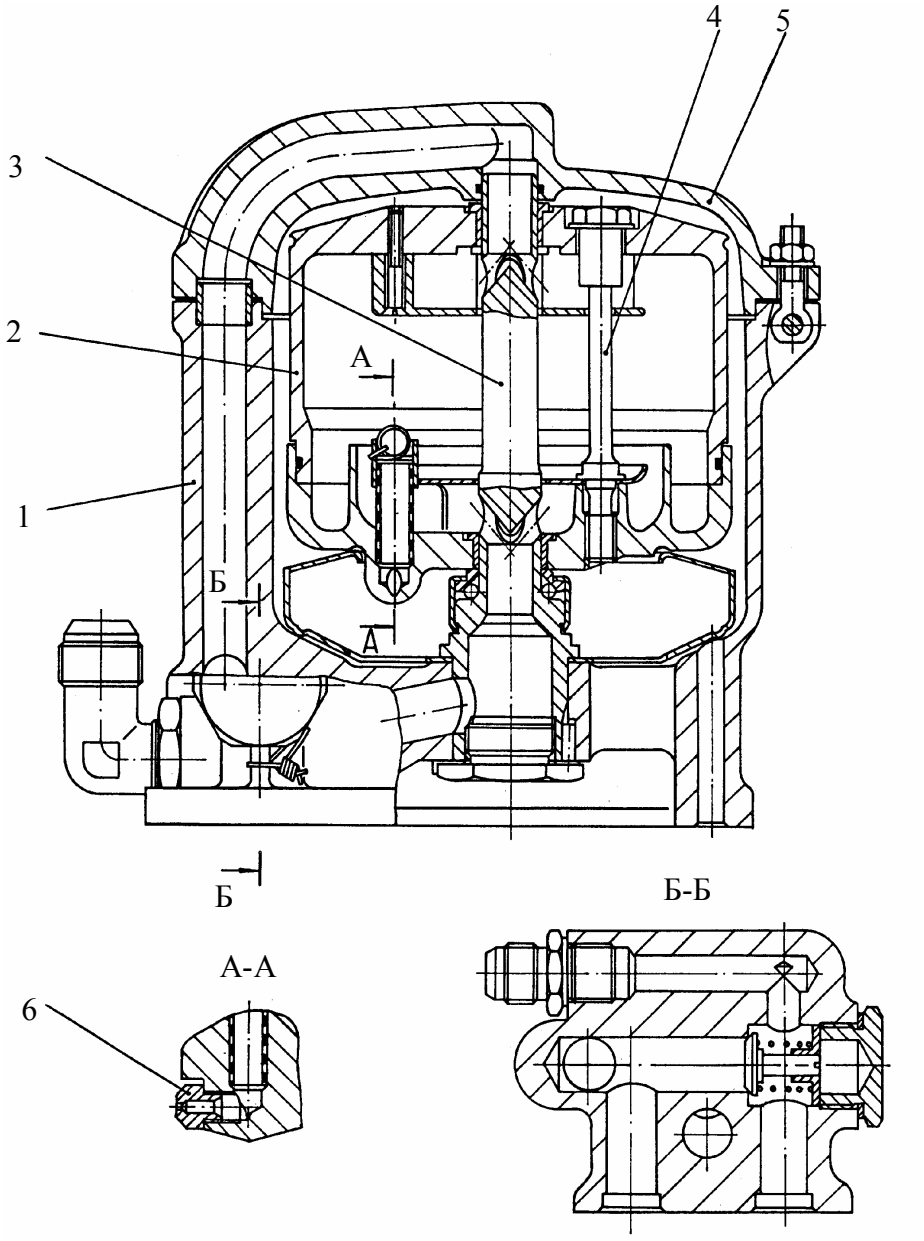



*Рисунок 4.74 – Гідрореактивна центрифуга:*

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – вісь; 4 – стягувальний болт; 5 – кришка; 6 – сопла

момент, який його і обертає. На привід ротора витрачається до 20 % циркулюючого мастила, що потребує відповідного збільшення продуктивності масляного насоса. Крім того, попадаючи у картер з великою швидкістю, масло спінюється, збільшуючи втрати на тертя. У процесі витікання масла із сопел воно розпилюється, насичується повітрям, що викликає небажану аерацію масла. Ураховуючи наведені причини, в останній час розроблений новий привід ротора – активний або турбінний.

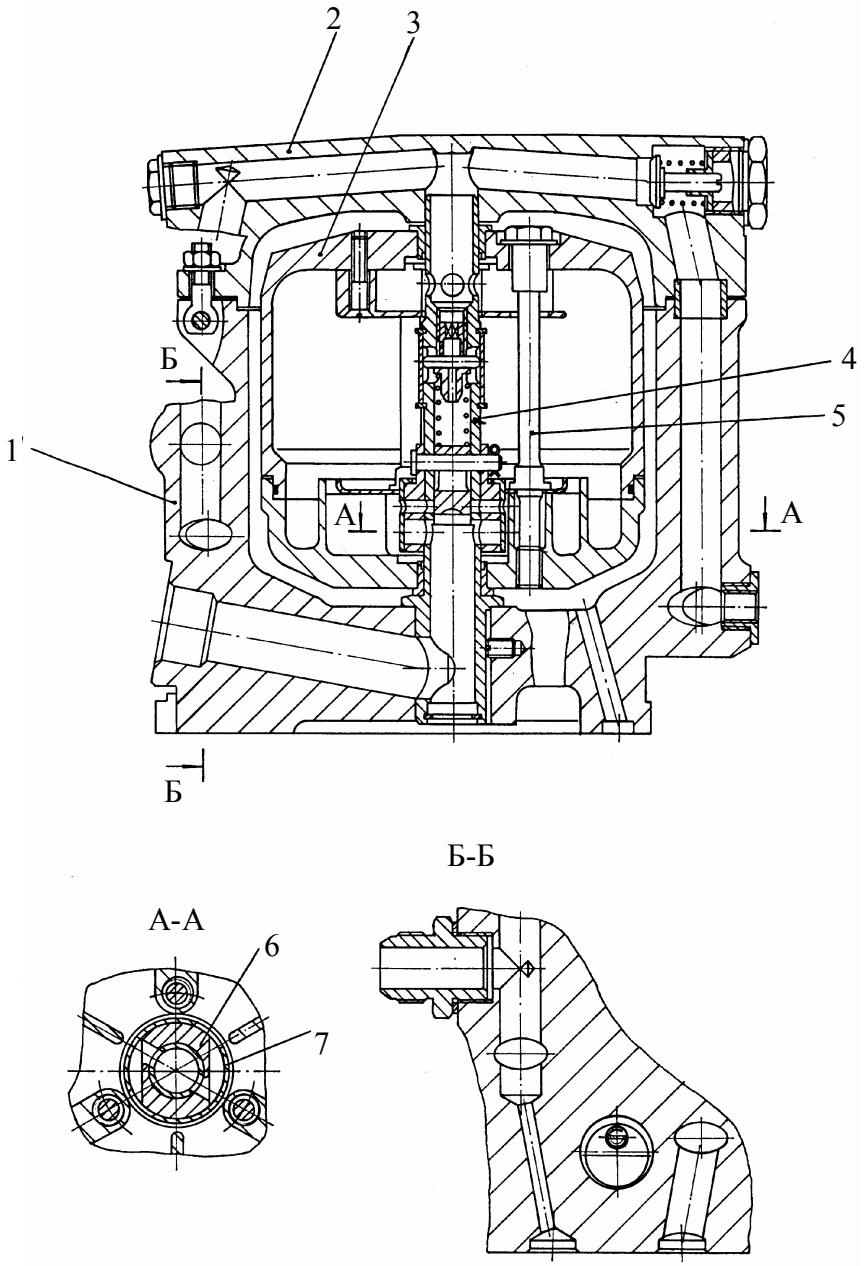



*Рисунок 4.75 – Гідроактивна центрифуга:*

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – ротор; 4 – вісь; 5 – стягувальний болт; 6 – насадок; 7 – регулювальна втулка

При використанні активного або турбінного привода маслу надається тангенціальний напрям руху в стрижні ротора. Вказаний потік спрямовується на робочі лопатки, де й перетворюється у крутний момент (рис.4.75). Питомі енергетичні витрати в активному приводі у 2…3 рази менші, ніж у в реактивному.

Порівняння параметрів реактивної та активної центрифуг показано на рис.4.76 та 4.77. Бачимо, що в активній центрифузі створюється більший тиск на виході завдяки відсутності витрат масла на привід. Крім того, завдяки великій частоті обертання, у робочій зоні ефективність очищення масла більше на 25…30 %.

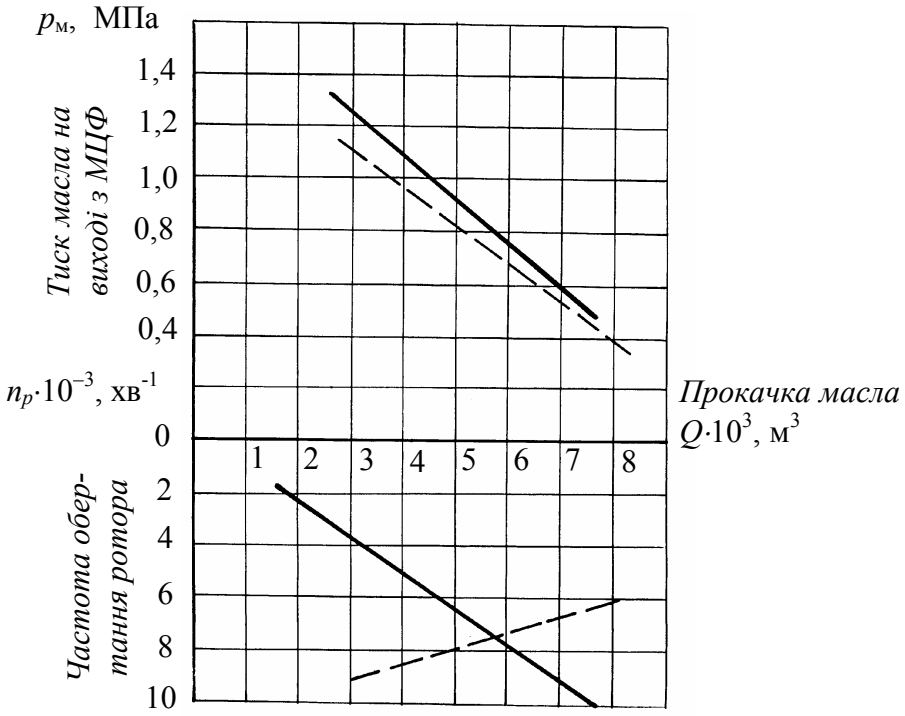



*Рисунок 4.76 – Гідравлічні характеристики центрифуг:*
——— активної; – – – – реактивної

*Теоретичні основи центрифугування*

Частки забруднення в МВФ знаходяться під дією відцентрових та гравітаційних сил. Для порівняння інтенсивності їхньої дії використовуємо фактор розділення, який показує, у скільки разів відцентрове прискорення більше прискорення сили тяжіння:

$$\Phi = C/q\ ,$$

де $C$ – відцентрове прискорення, м/с$^2$; $q$ – прискорення сили тяжіння (9,81 м/с$^2$).

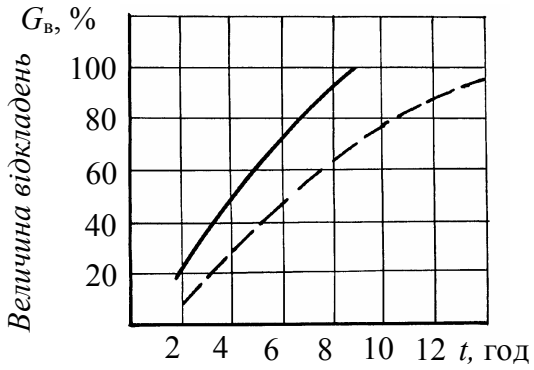



*Рисунок 4.77 – Ефективність фільтрації масла:*
——— – з активним приводом;
– – – – – з реактивним приводом

Відцентрове прискорення

$$C = \omega^2 \cdot R,$$

де ω – кутова швидкість ротора, 1/с; $R$ – його радіус, м.

Тоді

$$\Phi = \frac{\omega^2 \cdot R}{q} = \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot \frac{R}{q} = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot R}{900 \cdot q} = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot R}{9000} \approx n^2 \cdot R \cdot 10^{-3}.$$

Розглянемо сили, що діють на тверду частку у відцентровому полі (рис.4.78).

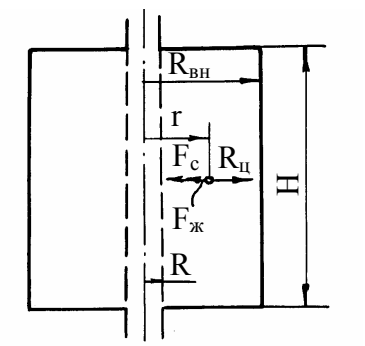



*Рисунок 4.78 – Схема очищення масла*

На неї діють сили:

◑ відцентрова

$$F_ц = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_r \omega^2 r\ ,$$

де $d$ – еквівалентний діаметр частки; γ – густина частки;

◑ тиску рідини

$$F_{\text{ж}} = \frac{\pi d^3}{6}\gamma_{ж}\omega^2 r;$$

◑ опору

$$F = 3\ \pi\ \mu\ d\ v_{\text{ц}},$$

де $\mu$ – динамічна в'язкість рідини; $v_{\text{ц}}$ – радіальна відцентрова швидкість руху частки.

У кожний даний момент сума сил, які діють на частку,

$$F_{\text{с}} + F_{\text{ж}} = F_{\text{ц}}.$$

Підставивши у попередній вираз складові сил, діючих на частку, отримуємо:

$$\frac{\pi d^3}{6}\gamma_r\omega^2 r = \frac{\pi d^3}{6}\gamma_{\text{ж}}\omega^2 r + 3\cdot\pi\mu d\,\text{v}_{\text{ц}}.$$

Звідси:

$$v_{\text{ц}} = \frac{d^2\omega^2 r}{18\cdot\mu}\cdot\left(\gamma_r - \gamma_{\text{ж}}\right) = \frac{d^2}{18\cdot\mu}\omega^2 r\,\Delta\gamma.$$

Таким чином, швидкість осідання частки є функцією багатьох перемінних, у тому числі діаметра часток, швидкості обертання, в'язкості середовища, різниці густин частки та рідини.

Осідання частки відбудеться у тому випадку, якщо термін перебування її у відцентровому полі буде меншим, ніж час перебування у роторі масла, тобто, якщо

$$\tau_{\text{ц}} \le \tau_{\text{пер}},$$

де $\tau_{ц} = \dfrac{R - R_{\text{вн}}}{v_{\text{ц}}}$ – час осідання частки;

$\tau_{\text{пр}} = V_{\text{пр}}/\ Q_{\text{р}}$ – час перебування масла у роторі;

$V = \pi H\left(R^2 - R_{\text{вн}}^2\right)$ – корисний об'єм ротора;

$Q_{\text{р}}$ – прокачка масла крізь ротор;

Тоді

$$\frac{R_{вн} - R}{\frac{d^2}{18 \cdot \mu} \omega R_{вн} \Delta\gamma} \le \frac{\pi H \left(R_{вн}^2 - R^2\right)}{Q_p}.$$

Звідси діаметр осаджуваних часток

$$d \ge \sqrt{\frac{18 \cdot \mu \cdot Q_p}{\omega^2 R_{вн} \Delta\gamma \, \pi \, H \left(R + R_{вн}\right)}}.$$

Дана формула дозволяє оцінити вплив основних конструкційних параметрів центрифуги на ефективність очищення масла.

*Масляний нагнітальний насос*

В сучасних двигунах у якості нагнітальних використовуються шестіренчасті насоси із зовнішнім зчепленням (рис.4.79). Одна шестірня обертається валом від двигуна, а друга з нею зчеплена. Тиск створюється за рахунок перенесення масла й стиску його у зовнішній об'єм. З метою усунення перевантажень вала та кавітації замкнутий об'єм розвантажується за допомогою торцевих канавок, по яких масло перетікає у порожнину нагнітання (на рис.8.79 показана пунктиром). Продуктивність та ККД масляного насоса залежать від торцевих зазорів між шестірнями й корпусом. Звичайно вони складають 0,10...0,15 мм. У деяких насосах, що забезпечують вакуум, торцеві зазори зведені до нуля за рахунок підтискування пластин пружинами.

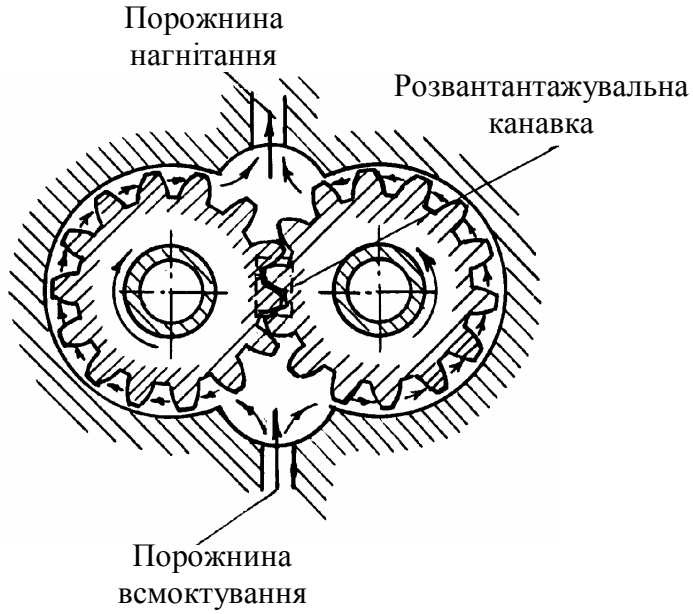
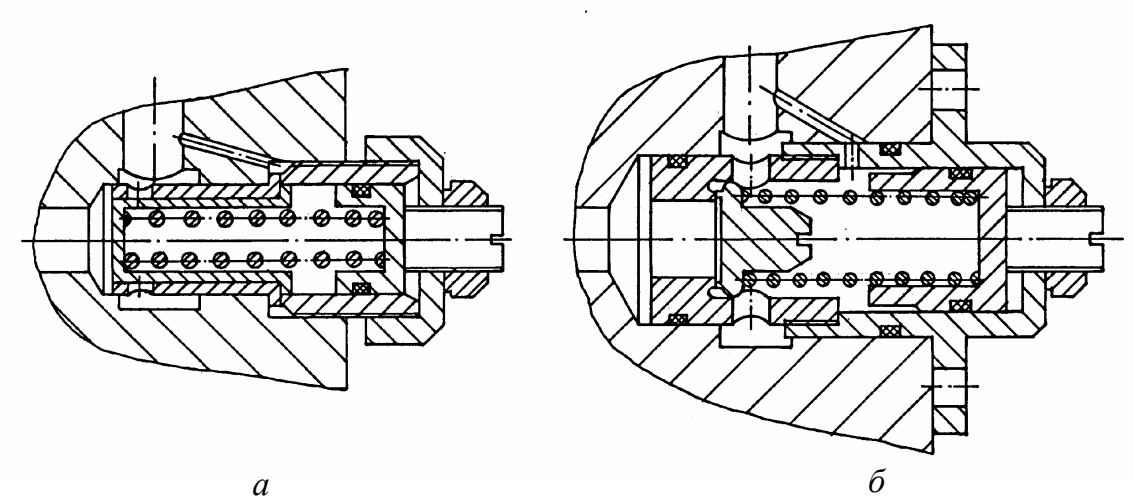



*Рисунок 4.79 – Шестіренчастий насос*

Величина тиску, що створюється насосом, залежить від в'язкості масла. Взимку тиск може сягати величин, небезпечних для міцності привідної ресори та контрольно-вимірювальних приладів. Для захисту елементів системи змащення у масляному насосі передбачено клапан, що перепускає масло із порожнини нагнітання до порожнини всмоктування. Переважне

розповсюдження отримали плунжерні редукційні клапани (рис.4.80, а), що забезпечують чіткий рух клапана і відсутність коливань тиску. У тарільчастому клапані після відкриття вирівнюється тиск з обох боків, що викликає його періодичну посадку й коливання тиску масла.



*а* *б*

*Рисунок 4.80 – Редукційні клапани:*
*а* – плунжерний; *б* – тарілчастий

Звичайно для двигунів НТМ дійсна продуктивність масляного насоса, л/год,

$$V_q = (2{,}0...3{,}5)V_{\text{ц}},$$

де $V_{\text{ц}}$ – циркуляційна розрахункова витрата масла,

причому

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\gamma_{\text{м}}\, C_{\text{м}}\, \Delta t}.$$

У цьому виразі:

$Q_{\text{м}}$ – теплота, що відводиться з маслом на номінальному режимі, ккал/год; $\gamma_{\text{м}}$ – густина масла, кг/см$^3$; $C_{\text{м}}$ – теплоємність масла, ккал/(кг·град.); $\Delta t$ –підігрів масла у двигуні, °С.

Розрахункова продуктивність повинна перевищувати дійсну, л/год.,

$$V_{\text{р}} = V_{\text{q}} \big/ \eta_{\text{н}},$$

де $\eta_н$ – 0,7...0,82 – коефіцієнт подачі.

Зовнішній діаметр шестірні, мм, визначають, виходячи з допустимої колової швидкості $v_0$ = 6...8 м/с, тобто

$$d_н = \frac{6000 v_0}{\pi n_ш},$$

де $n_ш$ – частота обертання шестірні.

Враховуючи, що

$$d_н = m(z+2),$$

та задаючи модуль $m$, визначаємо кількість зубців $z$:

$$z = \frac{d_н - 2m}{m}.$$

Розрахункова продуктивність масляного насоса, л/год.,

$$V_р = 2\pi m^2 z b n_н \, 60 \cdot 10^{-6}.$$

Тоді потрібна довжина зубця шестірні, мм,

$$b = \frac{V_р}{2\pi m^2 z n \cdot 60 \cdot 10^{-6}}.$$

Потужність, що необхідна для приводу масляного насоса, можна обчислити за формулою, к.с.:

$$N_{м.н} = \frac{1}{2700\eta_м} V_р (p_{вих} - p_{вх}),$$

де $\eta_м$=0,85...0,90 – механічний ККД насосу.

Перерізи вхідного та вихідного патрубків, маслопроводів виконують такими, щоб швидкість масла знаходилася у межах:

для вхідного патрубка 0,3...0,6 м/с;

для вихідного патрубка 0,8...1,5 м/с;

для маслопроводів 1,0...2,5 м/с.

Конструкція нагнітальних масляних насосів показана на рис.4.81.

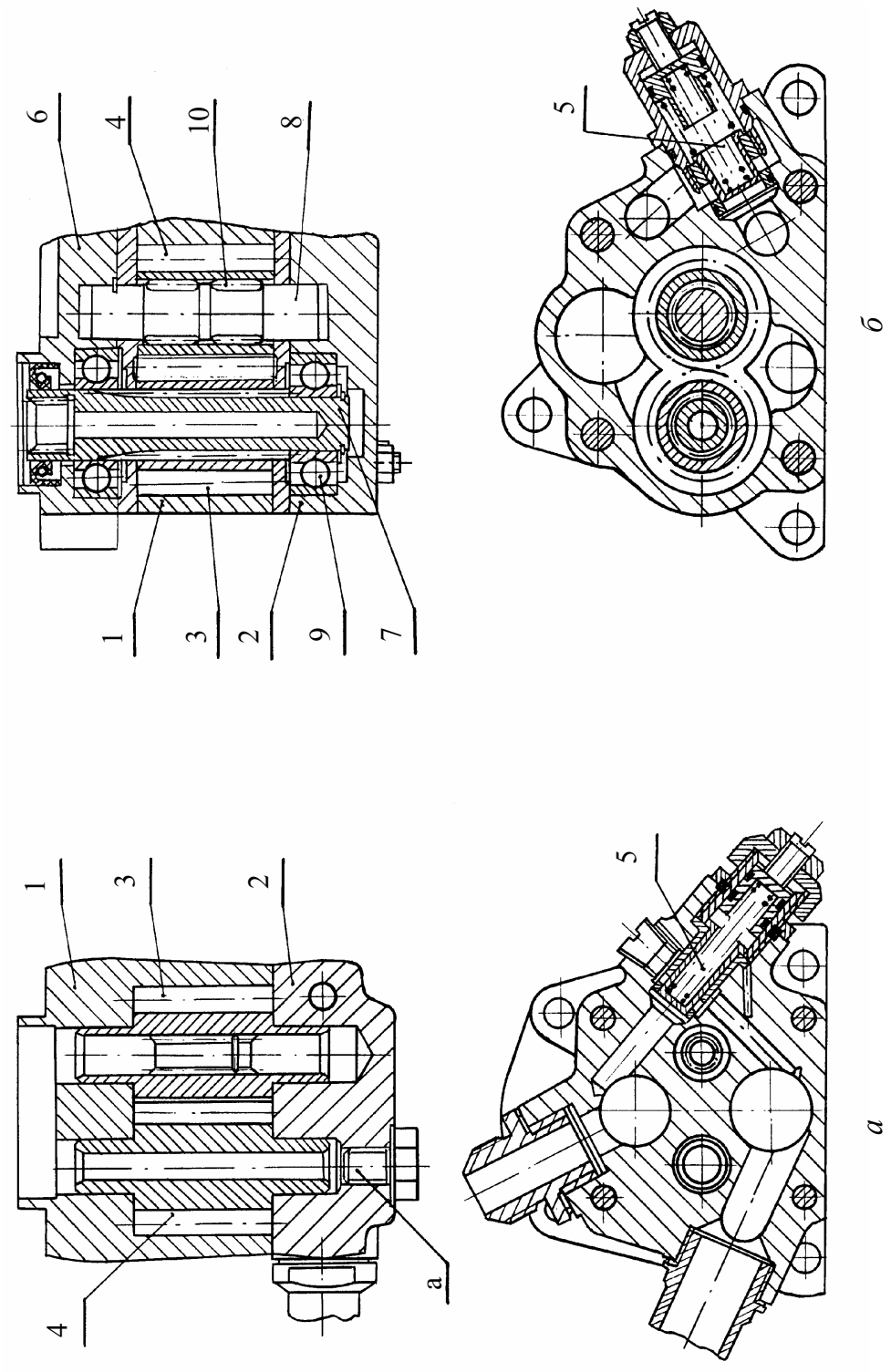



*Рисунок 4.81 – Конструкція масляних насосів:*
*а* – з підшипниками ковзання; *б* – з підшипниками катання.
1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестірня ведуча; 4 – шестірня ведена; 5 – клапан редукційний; 6 – плита; 7 – вал; 8 – ось; 9 – підшипник; 10 – підшипник голчастий

Шестірні з модулем зубця $m$ = 4,5 установлюються у розточках плити й корпусу на підшипниках ковзання або катання. Вибір типу підшипника та матеріалу корпусу визначається діючими навантаженнями.

Плити й корпус стягуються призонними болтами, посадочні отвори оброблюються у вузлі. Стиск указаних деталей ущільнюється лакотканинною прокладкою.

Ведуча шестірня приводиться шліцевою ресорою. Змащення опор шестірень (рис.4.81, а) здійснюється маслом крізь систему канавок з порожнини високого тиску. Враховуючи наявність указаних канавок, для запобігання утікання масла при тривалому зберіганні машин, порожнини між корпусом насоса і привода крізь отвір “а” заповнюються пластинчастим мастилом, для цього також ставлять редукційний клапан плунжерного типу. Зусилля затягування регулюється гвинтом. Клапан забезпечує перепуск масла при тиску, більшому, ніж 1,5 МПа. Прокачка масла складає 7000 л/год.

Показані насоси відрізняються продуктивністю та тиском. Насос (рис.4.81, б) має продуктивність $10500^{+150}$ л/год. та відрегульований на тиск 2,2 МПа. У зв’язку з цим корпус насоса виконаний з чавуну СЧ20 замість алюмінієвого сплаву АК4-1, а підшипники сковзання замінено на підшипники катання.

Раніше наголошувалося, що нагнітальні насоси в основному виконують з шестірнями із зовнішнім зачепленням.

Мелітопольський моторний завод рекомендує розробку маслонасоса з внутрішнім зачепленням (рис. 4.82), який має малі осьові габарити, встроєний у кришку та займає малий об’єм.

*Параметри системи змащення*

При проектуванні двигунів необхідно визначати об’єм системи змащення, кількість масла, що циркулює, та ряд інших параметрів. Звичайно, використовуються питомі показники, що узагальнюють уже виконані конструкції:

▲ питома кількість масла, що циркулює у системі (л/(кВт·год)), окремо для двигунів без охолодження поршнів:

- бензинових 13,6...28
- швидкохідних форсованих, у т.ч. для НТМ 16,0...60;
- для двигунів з охолодженням поршнів маслом 20...50;

▲ питома ємність системи змащення, окремо

при мокрому картері:

- бензинових двигунів 0,03...0,45;

- дизелів 0,07...0,20;

при сухому картері:

- дизелів до 1,2.

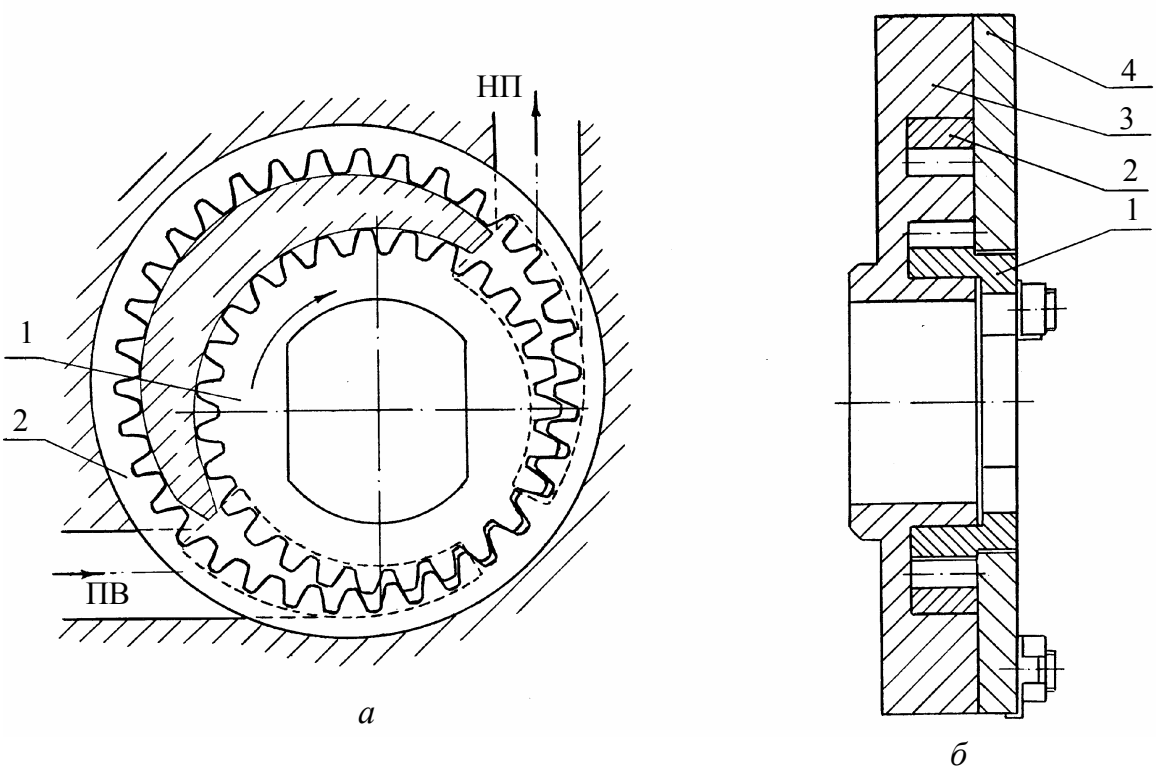



*Рисунок 4.82 – Масляний насос із внутрішнім зачепленням:*
*а* – принципова схема; *б* – конструкція насоса:
1 – шестірня ведуча; 2 – шестірня ведена; 3 – корпус; 4 – кришка;
ПВ – порожнина всмоктування; ПН – порожнина нагнітання

Для прокачування вказаної вище кількості масла необхідний надлишковий тиск (створюється масляним насосом), який для двигунів різного призначення складає (МПа):

для тракторних дизелів 0,2...0,5;

для форсованих дизелів, у т.ч. для НТМ, 0,6...1,5.

Звичайно тиск масла вимірюється у зоні, розташованій з боку, протилежному подачі масла, тобто з урахуванням усіх витрат по маслотракту, що й дозволяє судити про надходження масла до найбільш відповідальних вузлів тертя. Виміри тиску роблять манометрами, котрі захищені від руйнування при подачі холодного масла за допомогою запобіжних перепускних клапанів.

Основні параметри масляних систем двигунів НТМ показані в табл. 4.14.

Таблиця 4.14 – Параметри масляних систем двигунів НТМ з сухим картером

| Параметр | Двигуни | | |
|---|---|---|---|
| | 5ТДФ | В-46 | УТД-20 |
| Потужність, кВт | 515 | 575 | 206 |
| Ємність, л | 82 | 65 | 48 |
| Питома ємність, л/кВт | 0,159 | 0,113 | 0,232 |
| Прокачка, л/год., у т.ч.<br>нагнітального насоса<br>відкачувального насоса | <br>5500<br>19000 | <br>5400<br>18000 | <br>3700<br>20000 |
| Питома прокачка, л/(кВт·год) | 10,7 | 9,4 | 17,9 |
| Відношення продуктивності відкачувальних насосів до нагнітальних | 3,47 | 3,33 | 5,4 |
| Інтенсивність циркуляції, $хв^{-1}$ | 1,12 | 1,38 | 1,28 |

### 4.4.4. Вентиляція картера

Вентиляція картера здійснюється з метою вилучення газів та повітря, що сприяє зменшенню інтенсивності старіння масла, а також запобіганню появи протікання по стиках ущільнень картера.

Застосовуються дві схеми вентиляції:

- ◑ відкрита, з відведенням картерних газів у атмосферу;
- ◑ закрита, з відведенням картерних газів у впускну систему.

У відкритій схемі газ із картера вилучається тиском, а для зменшення викидання з нього масла на виході встановлюється сапун із набивкою з дроту (рис.4.83, а). Недоліком такої схеми є її низька ефективність і можливість попадання газів у моторний відсік НТМ.

У закритій системі газ із картера відводиться у впускний патрубок на двигунах без наддуву (рис. 4.83, б), або на вхід у нагнітач на двигунах з наддувом (рис. 4.83, в). У вказаних зонах створюється вакуум внаслідок роботи повітроочисника, що забезпечує інтенсивне відсасування газів із картера. Для очищення картерних газів від масла звичайно передбачається

масловідділювач, з якого масло повертається у картер двигуна за допомогою насоса.

При закритій системі вентиляції виникає небезпека засмолення проточної частини впускного тракту двигуна-компресора, холодильників наддувного повітря, що зменшує наповнення циліндрів. Тому на форсованих двигунах НТМ здійснюють вилучення картерних газів до атмосфери за допомогою ежекційних засобів, які повністю усувають засмолення проточної частини тракту (рис. 4.83, г). У даному випадку необхідно відбирати стиснуте повітря після компресора, що дещо знижує ККД установки та збільшує забруднення навколишнього середовища.

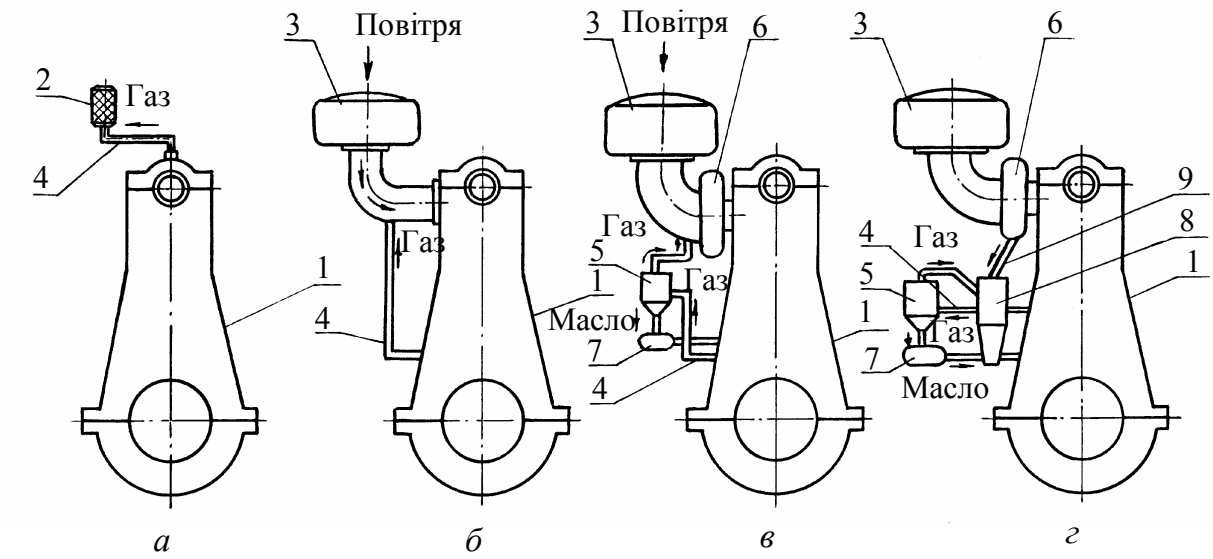



*Рисунок 4.83 – Схеми вентиляції картера:*

*а* – відкрита; *б* – закрита; *в* – закрита із масловідділенням; *г* – відкрита автономна з масловідділенням:
1 – двигун; 2 – сапун; 3 – повітроочисник; 4 – труба відбирання газів з картера; 5 – циклонний масловідділювач; 6 – компресор високого тиску; 7 – відкачувальний маслонасос; ; 8 – ежектор відсмоктування газів; 9 – підведення стиснутого повітря до ежектора

### 4.5. Особливості систем охолодження

Система охолодження призначена для відведення теплоти від двигуна у атмосферу, забезпечення температури деталей у межах, які гарантують їх тривалу надійну роботу.

### 4.5.1. Принципи побудови систем охолодження

У систему охолодження відводиться 13...25 % від теплоти, яка з'являється у результаті згоряння палива у циліндрах ДВЗ. Менші цифри відносяться до швидкохідних двигунів.

Об'єм системи охолодження складає 35...40 % від загального об'єму МТВ НТМ. Із збільшенням агрегатної потужності двигуна об'єм системи охолодження зростає до 60...65 % та є визначальним при розробці МТВ із поршневим двигуном.

На розсіювання теплоти у двигунах НТМ залежно від способу прокачки повітря крізь радіатори витрачається 5...12 % від ефективної потужності двигуна. Ефективність системи охолодження визначає граничне тривале навантаження двигуна.

Враховуючи цю обставину, а також випереджувальне зростання об'єму системи при збільшенні агрегатної потужності двигуна, на деяких НТМ, наприклад у Німеччині, системи охолодження розраховують на реалізацію 75 % номінальної потужності, що дозволяє суттєво зменшувати об'єм МТВ.

Радіатори систем охолодження двигунів НТМ є потужним джерелом тепловипромінювання, що вимагає застосування спеціальних заходів.

Виходячи з наведених особливостей роботи систем охолодження, сформулюємо конструкторські принципи їх розробки:

- надійне відведення теплоти від найбільш нагрітих деталей двигуна – поршнів, гільз циліндрів, головок та блоків циліндрів, клапанів, турбокомпресорів тощо;
- забезпечення високого кавітаційного запасу, що виключатиме руйнування деталей за будь-яких умов експлуатації;
- забезпечення мінімального об'єму радіаторів при їхній максимальній ефективності;
- мінімальні витрати потужності на привід водяного насоса й циркуляцію повітря через радіатор;
- зручність технічного обслуговування;
- сумісність матеріалів із застосованими охолоджувальними рідинами.

Залежно від робочого тіла, що застосовується для охолодження двигунів, відрізняють *повітряні* та *рідинні системи охолодження*.

При повітряній системі охолодження тепловіддача реалізується від маси двигуна безпосередньо до зовнішнього середовища. Система відзначається простотою, відсутністю проміжних пристроїв для теплообміну. Однак при повітряному охолодженні збільшується крок між циліндрами, тобто габарити двигуна, що недопустимо для НТМ, де обмеження габаритів МТВ є вирішальним. Тому для НТМ не використовуються двигуни з повітряним охолодженням за винятком тільки американської модифікації дизеля типу AVCR, що створювався як дослідний зразок у 60-х роках минулого століття. Конструкцію такого двигуна буде висвітлено нижче у главі 5.

Тому далі розглядатимемо системи охолодження з рідинним проміжним теплоносієм, в якості якого використовуються вода, низькозамерзаючі суміші, масло та паливо.

Рідинна система охолодження забезпечує реалізацію його значних переваг:

- більш ефективне та рівномірне охолодження циліндро-поршневої групи;
- стабільність теплового стану двигуна при роботі на перехідних процесах;
- можливість ефективного передпускового прогріву двигуна;
- менші втрати потужності двигуна на привід вентилятора;
- можливість вторинного використання теплоти для підтримання комфортних умов персоналу тощо.

Наявність додаткових теплообмінних агрегатів, вентилятора, трубопроводів дещо ускладнює систему рідинного охолодження.

Все ж перераховані переваги рідинної системи охолодження є визначальними, що дозволило забезпечити її широке (монопольне) використання у двигунах НТМ із зверхвисокою літровою потужністю $N_л > 50$ кВт/л.

Найпоширенішим теплоносієм є вода; Найбільш прийнятна дистильована вода, в якій відсутні активні компоненти – іони сульфатів, іони хлоридів, що спричиняють поверхневе руйнування металу та прискорюють кавітацію.

Визначальною характеристикою води є жорсткість. За одиницю жорсткості приймається “міліграм-еквівалент”, який відповідає вмісту в 1 л води близько 20 мг іона кальцію або 12 мг іона магнію. Відповідно до

практики вода до 4 мг-екв/л вважається м’якою, а понад 8 мг-екв/л – жорсткою.

Жорсткість води обумовлює її максимально допустиму температуру в роботі. При використанні води з більшою жорсткістю (наприклад, морської) її максимальна температура не повинна перевищувати 55 °С, що виключає можливість створення накипу і шламів.

Для пом’якшення у природну воду додають домішки, що усувають створення накипу і шлаків. Враховуючи, що ці домішки у процесі експлуатації спрацьовуються, а їхня концентрація знижується, їх автоматичне поповнення здійснюється за рахунок установки фільтра-обмінника у систему охолодження. В даному фільтрі передбачена наявність фенолфталеїну, який надає рожевий відтінок воді. При спрацьовуванні домішок колір води змінюється, що свідчить про необхідність заміни фільтра-обмінника.

Іноді для обезсолювання води з метою захисту від кавітаційних руйнувань деталей ДВЗ застосовують іонообмінні фільтри, крізь які пропускають воду у систему охолодження.

Застосування води як рідини можливе тільки влітку. Вода замерзає при 0 °С, збільшується її об’єм на 8...10 % та за рахунок цього тиск до 250 МПа, що може зруйнувати будь-які корпусні деталі ДВЗ. З метою зниження температури замерзання до води додають етиленгліколь. Така суміш, не замерзаючи, переходить із рідинного стану в аморфний, об’єм її збільшується тільки на 0,25 %. Залежно од відсоткового змісту етиленгліколю відрізняють рідини “Антифриз 40”, “Антифриз 60”, що мають температури замерзання мінус 40 °С; 60 °С відповідно. Вказані антифризи мають теплоємність нижче, ніж теплоємність води на 20...25 %, що викликає перегрів циліндро-поршневої групи. Крім того, вони мають більший коефіцієнт об’ємного розширення, що необхідно враховувати при заправленні ємності системи охолодження. Якість антифризів різко погіршується при щонайменшому потраплянні до них нафтопродуктів через спінення.

Суттєвим недоліком антифризів є їхня висока текучість (що потребує підвищення герметичності системи охолодження), а також – отруйність, що ставить високі вимоги стосовно дотримання заходів особистої безпеки.

Масло, як правило, не використовують у системі рідинного охолодження двигунів НТМ.

З метою виключення коксування розпилювачів форсунок запроваджують проточну схему їх охолодження паливом низького тиску.

За принципом відведення теплоти до навколишнього середовища системи охолодження поділяються на *замкнені* або *незамкнені*.

Незамкнені проточні системи охолодження на двигунах наземних транспортних машин не використовуються, бо відсутні можливості безпосереднього скиду – поповнення водою системи охолодження.

Тому на таких машинах використовуються замкнені системи охолодження, в яких циркуляція постійна (без урахування відкритого випаровування чи витікання рідини при безперервній експлуатації).

Залежно від способу організації руху рідини відрізняють системи із *термосифонною* або *примусовою циркуляціями*.

*Термосифонна* циркуляція обумовлена різницею густин нагрітої чи холодної рідин, що виникає через нагрів рідини біля поверхонь двигуна й охолодження у радіаторі. Така система характеризується малою інтенсивністю пересування рідини та низькою ефективністю охолодження.

*Примусова* циркуляція обумовлена переміщенням рідини, що здійснюється насосом, який приводиться від колінчастого вала. При цьому необхідно організовувати спрямований рух рідини, коли ліквідуються зворотні токи, застійні зони, зриви потоку, здатні чинити перегріви і кавітацію деталей.

Системи охолодження можуть реалізовуватись за відкритою або закритою схемами. Відкриті – постійно сполучаються з атмосферою через отвір, який виконано у найбільш високій точці.

Закритою зветься герметична система, зв’язок якої з атмосферою виключено. В ній підтримується постійний надлишковий тиск, що запобігає пароутворенню.

Залежно від температури охолоджувальної рідини відрізняють низькотемпературну, високотемпературну випарювальну системи охолодження. У низькотемпературних системах охолодження температура води сягає 80...85°С. Вони використовуються у двигунах НТМ.

У високотемпературних системах температура води сягає 120... 130 °С, причому для ліквідації закипання рідини в системі підтримується надлишковий тиск, а залишки рідини при нагріві поступають у розширювальний бачок. У такій системі зменшується температурний перепад між

охолоджувальною поверхнею та водою. Останнє викликає зниження тепловіддачі води, зменшення площин радіатора та потужності на привід насоса. Однак це призводить до нагріву деталей, що потребує ретельного відпрацювання організації змащення і підбору конструкції, матеріалів. У високотемпературній системі особливу увагу слід приділяти створенню надлишкового тиску у всіх зонах систем охолодження, що виключатиме пароутворення й кавітацію.

У системах охолодження випаровуванням ефект створюється за рахунок миттєвого перетворення (фазового) води у пар, що вимагає втрати теплоти, яка відбирається від гільзи та кришки (головки) циліндрів. Ця схема потребує виключно точного підбору об'ємів системи охолодження, циркулюючої рідини та теплообмінника. Як правило, випарювальна система працює ефективно лише на одному конкретному режимі. Через вказані причини вона не отримала широкого розповсюдження.

Розсіювання теплоти у радіаторі здійснюється просмоктуванням повітря, якому й передається теплота теплоносія. Повітряний потік крізь радіатори створюється вентилятором або інжектором.

При вентиляторній схемі охолодження прокачування повітря здійснюється осьовою крильчаткою, що приводиться у дію від двигуна.

При ежекційній схемі охолодження здійснюється за рахунок енергії випускних газів. Газ спеціально розганяється у соплах, що звужуються. Швидкість при цьому збільшується, а тиск падає і стає меншим, ніж атмосферне. Завдяки цьому здійснюється рух повітря через радіатор та його охолодження у радіаторі. ККД такої установки малий і не перевищує 7...8 %. Однак така схема проста; в ній відсутні рухомі деталі.

Із збільшенням потужності двигуна та тепловіддачі, при малих значеннях ККД ежекційної установки доводиться збільшувати тиск газів на виході із двигуна, що викликає великі втрати його потужності.

З цього на високофорсованих двигунах з великоагрегатною потужністю переважним стає використання вентиляторної схеми охолодження.

### 4.5.2. Конструкція системи охолодження

Систему охолодження складають внутрішній та зовнішній контури.

До внутрішнього контуру відносяться деталі, агрегати, вузли, установлені на двигуні. Комплектність їх залежить від типу й призначення

двигуна. Основними вузлами цього контуру є водяний насос, система каналів у блоці і головці циліндрів, трубопроводи. До зовнішнього – належать радіатори, термостат, вентилятори, ежектори, розширювальний бак, пароповітряний клапан, термометри, котел підігріву, зливні крани і т. ін.

Елементи зовнішнього контуру вивчаються у дисципліні "Установки з ДВЗ", тому у цій главі розглянемо тільки конструкцію вузлів внутрішнього контуру.

При розробці водяного насоса виходять з його продуктивності та величини напору.

Продуктивність водяного насоса залежить від величини тепловіддачі

$$Q = G_{\text{в}}\, c\left(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}\right),$$

де

$$\frac{Q}{c\left(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}\right)} = \frac{Q}{c\Delta t}.$$

Тут $Q$ – тепловіддача; складає 13...25 % від підведеної теплоти (визначається із теплового розрахунку), ккал; $c$ – теплоємність, ккал/(кг·°С); величина теплоємності основних охолоджуючих рідин наведена нижче:

вода 1,0;
антифриз (0,75...0,78);
масло (0,45...0,5);

$\Delta t$ – підігрів охолоджувальної рідини у двигуні; звичайно $\Delta t$ залежить від типу системи охолодження; у проточних схемах $\Delta t \approx 15...40$ °С; у циркуляційних – 5...10 °С.

У діючих двигунах кількість води, що циркулює крізь систему, складає:

- ◑ проточні системи 18...22 кг/(кВт·год);
- ◑ циркуляційні системи 35...130 кг/(кВт·год).

Питома ємність систем охолодження у двигунах НТМ складає 0,15...0,3 л/кВт.

При обраних значеннях прокачування та ємності системи охолодження інтенсивність циркуляції рідини складає 5...15 разів у хвилину.

Необхідний тиск у системі залежить від типу системи охолодження. При високотемпературній системі охолодження тиск у ній має бути біль-

шим за тиск насиченої пари. В будь-якій зоні системи повинна виконуватися умова:

$$p \geq p_{\text{нас.пар}}$$

Враховуючи, що система охолодження має власний гідравлічний опір $p_{\text{гідр}}$, тиск, що створюється насосом, МПа,

$$p_{\text{вод.нас}} \geq p_{\text{нас.пар}} + p_{\text{гідр}} + (0{,}5...0{,}1),$$

Забезпеченню викладених умов щодо продуктивності й тиску найбільш повно відповідають насоси відцентрового типу.

Робоче колесо звичайно виконується напіввідкритим з лопатками, що загнуті назад. Це забезпечує добру напірну характеристику і високий ККД насоса.

Виготовляють його з алюмінієвих сплавів.

Відповідальним вузлом у насосі є ущільнення внутрішньої порожнини крильчатки, що виключає витікання охолоджувальної рідини.

На рис. 4.84 показана конструкція водяного насоса двигуна типу 5ТДФ.

Водяний насос складається з корпусу 1, в якому на валу 2, що встановлений на двох підшипниках 3, розташована крильчатка 9. Корпус та крильчатка відлиті з алюмінієвого сплаву.

На крильчатці є 12 лопаток, які зігнуті у бік, протилежний обертанню. Для зменшення захаращення прохідного перерізу на вході шість лопаток укорочені.

Для усунення попадання масла з боку підшипників у водяній порожнині в насосі встановлена самопритискувальна манжета 4, що діє на ділянці вала, вкритій хромом.

Для запобігання попадання води до підшипників у насосі установлено торцеве ущільнення, яке складається із графітової 5 з гумовим кільцем та сталевої 6 шайб, гофрованої гумової втулки 8 і пружини 7.

Торці нерухомої графітової та сталевої шайб, що обертаються, оброблені з високою точністю. По мірі зносу графіту сталева шайба переміщується зусиллям пружини 7, забезпечуючи стабільну й достатню герметичність стиску.

Основні параметри насосів двигунів НТМ наведені у табл.4.15.

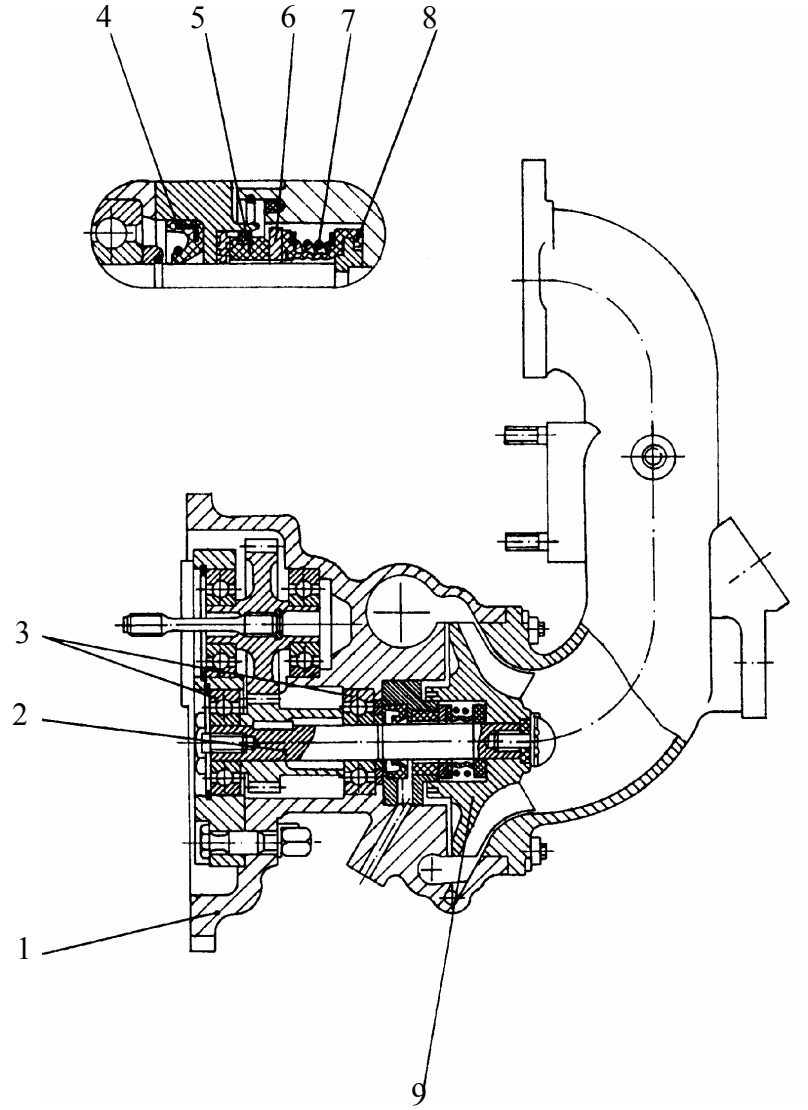



*Рисунок 4.84 – Водяний насос двигуна 5 ТДФ:*

1 – корпус; 2 – вал; 3 – підшипники; 4 – самопритискувальна манжета; 5 – графітова шайба із гумовим кільцем; 6 – сталева шайба; 7 – пружина; 8 – гофрована гумова втулка; 9 – крильчатка

Таблиця 4.15 – Параметри водяних насосів

| Параметри | Двигуни | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 5ТДФ | 6ТД-1 | В-84 | УТД-20 |
| Питома подача, л/(кВт·год) | 58 | 49 | 63 | 93 |
| Напір, МПа | 0,25 | 0,30 | 0,10 | 0,04 |
| Температура експлуатаційна води, °С | 115 | 115 | 100 | 100 |

Закінчення табл. 4.15

| Параметри | Двигуни | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 5ТДФ | 6ТД-1 | В-84 | УТД-20 |
| Температура короткочасна води, °С | 120 | 125 | 115 | 110 |
| Швидкість води, м/с: на вході,<br>на виході, | 5,0<br>11,4 | 5,0<br>11,4 | 3,04<br>5,54 | -<br>- |
| Колова швидкість робочого колеса, м/с | 31,7 | 31,7 | 16,8 | 20,8 |
| Питома ємність системи охолодження, л/кВт | 0,195 | 0,164 | 0,185 | 0,250 |
| Інтенсивність циркуляції, хв$^{-1}$ | 5 | 5 | 6,85 | 6,5 |

### 4.5.3. Конструктивні заходи щодо підвищення кавітаційної стійкості рідинних систем охолодження

Вище розглядалися питання запобігання кавітації гільз циліндрів, обумовлені в основному конструкцією власне гільзи.

У даному розділі розглянуті додаткові фактори , які разом обумовлюють кавітаційний запас рідинної системи охолодження. Схема відповідних заходів показана на рис. 4.85.

Кавітаційні явища здебільшого виявляються у високотемпературних системах охолодження через більшу схильність до локального скипання рідини, особливо у високофорсованих двигунах НТМ. Раніше вказувалося, що температура води у високотемпературних системах охолодження може сягати 120...130 °С, причому для виключення скипання рідини тиск у будь-якій зоні системи повинен бути вище за тиск насиченої пари. Наприклад, при температурі охолоджувальної рідини 120 °С тиск у системі має бути не нижче 0,22 МПа. За цих умов мусить бути виключена розгерметизація системи, що забезпечується затягуванням пружини пароповітряного клапана, який створюватиме у системі тиск, вищий за тиск насиченої пари.

Однак це рішення запобігає локальному закипанню рідини у найбільш нагрітих місцях гільзи, що характерно для верхнього пояса гільзи, де виконується КЗ. Тому в цих зонах потрібно передбачати локальне паровідведення, яке усуватиме рух бульбашок пари вздовж гільзи (рис.4.86).

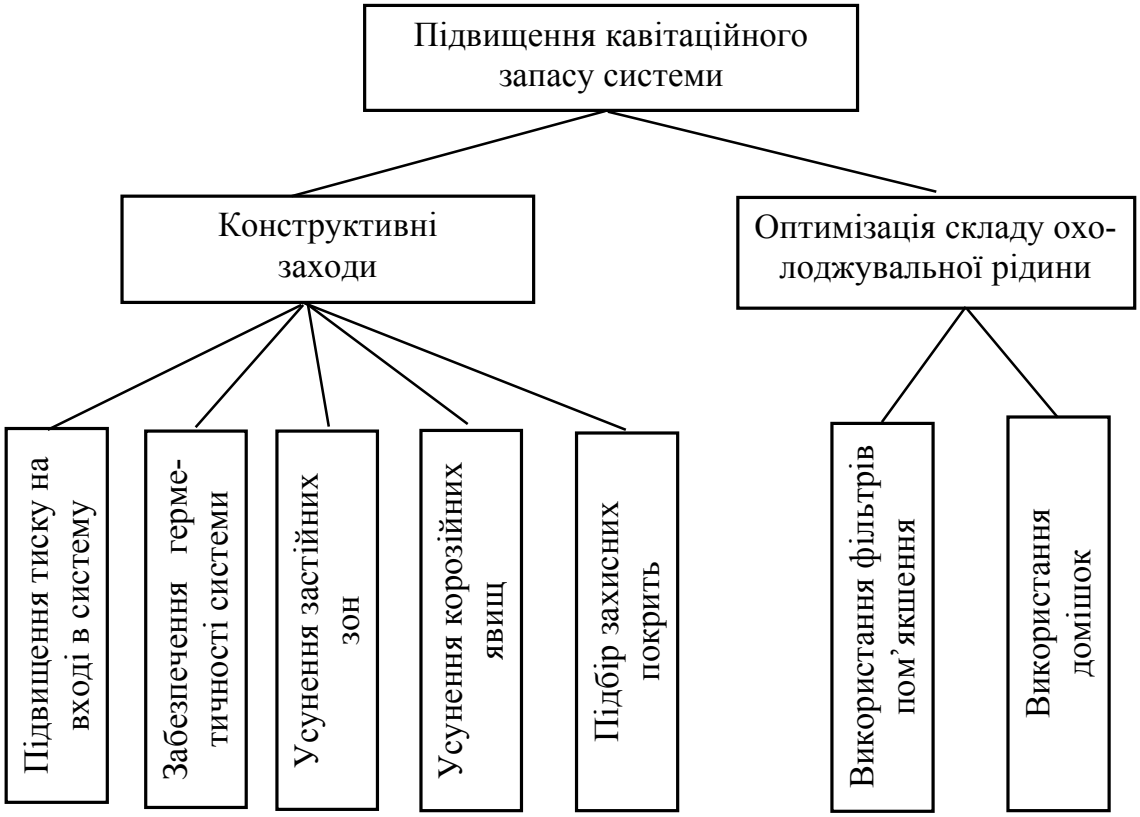



*Рисунок 4.85 – Схема заходів щодо підвищення кавітаційного запасу рідинної системи охолодження*

Кавітація виникає на стику двох середовищ – металу та рідини – у результаті сумісного діяння електрохімічної корозії та механічної ерозії.

Для виключення дії електрохімічної корозії зовнішню поверхню гільзи зміцнюють шляхом хромування, азотування, хімічного нікелювання. Процес електрохімічної корозії сповільнюється або усувається шляхом додавання в охолоджувальну рідину біхромату калію ($K_2Cr_2O_7$). Із збільшенням жорсткості води вміст біхромату калію збільшують до 1 % від маси води, що сприяє пасивації зовнішньої поверхні гільзи.

Можливою причиною корозійних руйнувань є наявність застійних зон й зворотних течій рідини, що викликає зниження вмісту кисню у даній зоні та постійну наявність бульбашок повітря. В результаті зміни вмісту кисню вздовж гільзи виникають анодні й катодні дільниці, що викликає появу гальванічних пар. Тому на зовнішній поверхні гільзи треба забезпечувати спрямований рух рідини без зворотних токів і завихрювань, що отримується шляхом виконання локальних каналів, дефлекторів (рис.4.86).

У високотемпературних системах охолодження кавітаційні явища можуть виникати на початковій дільниці системи охолодження – водяному насосі, оскільки у даній зоні мінімальні тиски мають місце через втрату тиску в радіаторі. За цієї причини виникають аерація рідини та інтенсивне руйнування елементів водяного насоса та гільзи аж до появи наскрізних отворів у стінках деталей. З метою підвищення тиску на вході у водяний насос частку рідини після виходу із робочого колеса повертають на вхід у водяний насос. Конструкція інжектора водяного насоса двигуна 5ТДФ показана на рис.4.87. Охолоджувальна рідина із завитка підводиться крізь штуцер 4 до форсунки 2, з якої поступає у камеру змішування *а*. В цю ж камеру підводиться вода із розширюваного бачка вздовж каналу *б*. В результаті передачі енергії тиск на вході у водяний насос підвищується на 0,05 МПа.

Кавітаційний запас рідинної системи охолодження залежить і від якості води, а точніше – від кількості розчинених у ній солей та газів.

Застосовуються різні способи і засоби водопідготовки для посилення кавітаційної безпеки, перш за все – фільтрація крізь іонітові фільтри. Такий спосіб найбільш доцільний , оскільки технологічний, не потребує додаткових операцій, високопродуктивний.

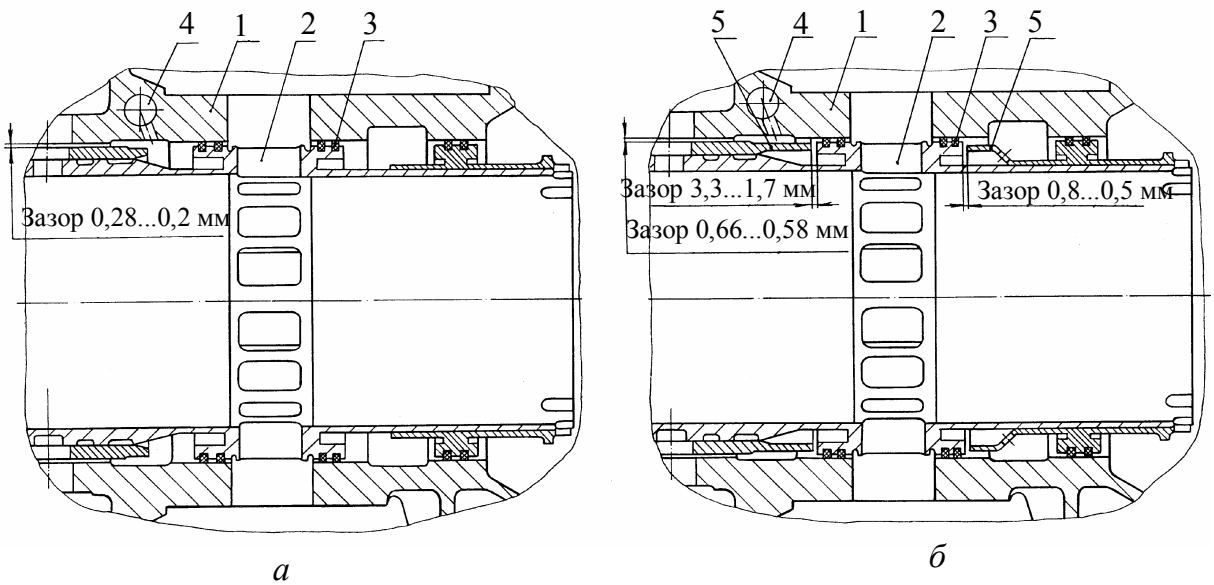



*Рисунок 4.86 – Конструктивні заходи на двигуні 5ТДФ для запобігання кавітації:*

*а* – циліндр без дефлектора: 1 – блок; 2 – циліндр; 3 – ущільнювальні кільця; 4 – паровідведення; *б* – циліндр з дефлектором 5

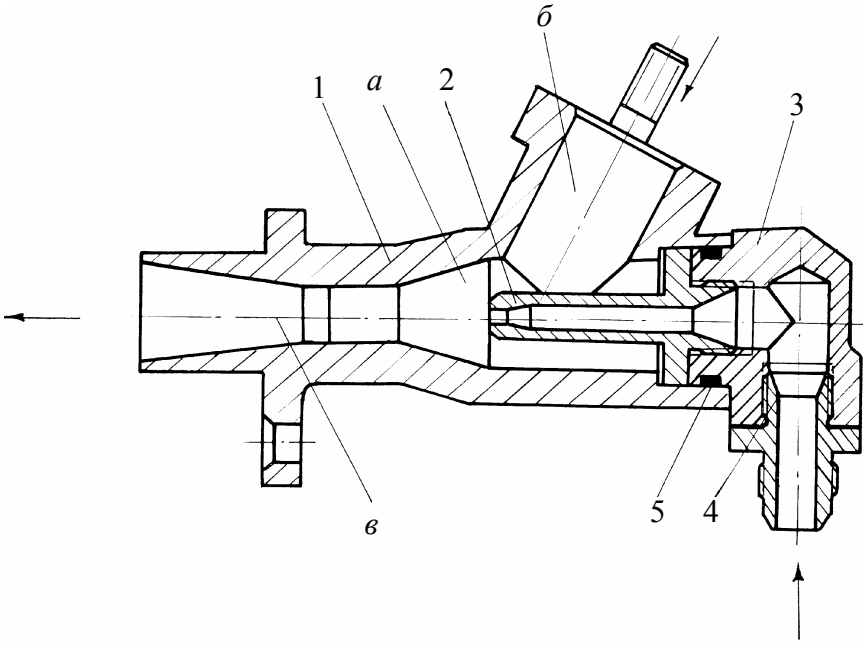



*Рисунок 4.87 – Конструкція інжектора:*
1 – корпус; 2 – форсунка; 3 – кришка; 4 – штуцер;
5 – кільце; а – камера змішування; б – канал; в - дифузор

Сутність іонітових фільтрів – у обезсолюванні води шляхом пропускання її крізь сульфавугілля або штучні смоли. Поряд з обезсолюванням треба проводити дегазування води. Особливо небезпечним щодо кавітації є розчинений у воді кисень. У теперішній час обезкиснення води досягається за допомогою електроіонообмінних фільтрів, у яких як реагент використовується гідрозакис заліза.

Найбільш доцільним способом обезсолювання та обезкиснення рідини є установка фільтра у систему охолодження паралельно основній магістралі.

### 4.6. Особливості систем пуску

Процес пуску являє собою складну операцію обслуговування двигуна. Ефективність цього процесу здебільшого залежить від умов експлуатації двигуна.

#### 4.6.1. Умови та етапи пуску форсованих двигунів НТМ

Ефективність використання НТМ залежить від часу , що витрачається на пуск, – тобто на підготовку двигуна до початку сприйняття навантаження, якому можна надати такий вигляд:

$$\tau_{\text{пуск}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4, \qquad (4.16)$$

де $\tau_1$ – час (тривалість) передпускової підготовки (акумуляторних батарей та їхніх комунікацій тощо); $\tau_2$ – час передпускового підігріву двигуна від стороннього джерела енергії; $\tau_3$ – час власне пуску двигуна до моменту самостійного обертання колінчастого вала; $\tau_4$ – час прогрівання двигуна від моменту пуску з підігрівом.

Розпізнають пуск холодний та пуск з підігрівом.

При холодному пуску відсутні терміни передпускової підготовки та прогрівання, тобто

$$\tau_{\text{хол.пуск}} = \tau_2 + \tau_3, \qquad (4.17)$$

Цей вид пуску найбільш вигідний для експлуатуючих організацій, оскільки характеризується найменшою трудомісткістю; але він потребує ретельного відпрацювання процесу пуску з боку розробників двигунів.

НТМ, у тому числі вітчизняні, працюють у різних кліматичних зонах з діапазоном температури навколишнього середовища у межах +50...–50°С.

У таких кліматичних умовах особливу актуальність набирають правильний вибір засобів пуску та оптимізація конструктивних параметрів агрегатів пуску.

Для пуску двигуна використовуються електрична енергія (електричний або стартерний пуск), енергія високого тиску повітря (пневматичний чи повітряний пуск) та їхнє сполучення. Значно рідше використовуються: енергія вибуху або стиснутого повітря, що спрацьовується у розширювальній машині (пневмопуск); кінетична енергія мас, що обертаються (інерційний пуск).

На всіх сучасних високофорсованих двигунах НТМ як основне джерело використовується електричний пуск.

Процес пуску двигуна від електричного стартера можна поділити на такі етапи:

*Перший етап* – обертання колінчастого вала двигуна здійснюється тільки стартером, коли:

$$M_{\text{ст}} \geq M_{\text{опор}} + J\frac{d\omega}{dt} \qquad (4.18)$$

де $M_{\text{ст}}$ – крутний момент стартера; $M_{\text{опор}}$ – момент опору обертанню

двигуна; $J$ – момент інерції двигуна; ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала; $t$ – час.

На цьому етапі здійснюється розгін колінчастого вала пропорційно збільшенню частоти обертання стартера (рис. 4.88). Тривалість першого етапу залежить від потужності джерел енергії й опору обертанню колінчастого вала. При достатній потужності системи створюються умови для спалахування палива у циліндрі та процес переходить у наступний етап. Частота обертання колінчастого вала, при якій починається усталене спалахування, зветься *пусковою*.

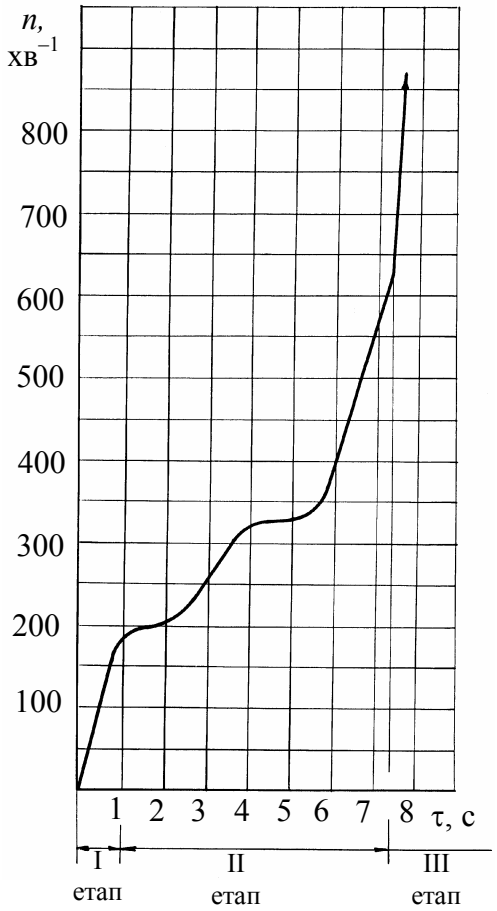



*Рисунок 4.88 – Зміна частоти обертання колінчастого вала двигуна 5ТДФ у процесі пуску (паливо-дизельне; масло М16ІХП-3; температура навколишнього середовища* +20°С*)*

*Другий етап* – обертання колінчастого вала двигуна здійснюється за рахунок як стартера, так і індикаторної потужності самого двигуна:

$$M_{\text{ст}} + M_{\text{інд}} \geq M_{\text{опор}} + I\frac{d\omega}{dt}. \qquad (4.19)$$

На цьому етапі зменшується потужність, підведена від стартера, збільшується доля індикаторної потужності, що витрачається для пуску; збільшується нарешті, частота обертання колінчастого вала. Це необхідна, але недостатня умова пуску. Надійний пуск дизеля забезпечується до кінця, якщо забезпечено усталене спалахування палива, перевищення індикаторного крутного моменту двигуна над моментом стартера та останній відключається від двигуна.

*Третій етап* – обертання колінчастого вала тільки за рахунок спалення палива у камерах згоряння циліндрів:

$$M_{\text{інд}} \geq M_{\text{опор}} + I\frac{d\omega}{dt}. \qquad (4.20)$$

У разі перевищення індикаторної роботи над моментом опору здійснюється розгін колінчастого вала й завершується пуск. У подальшому двигун переводиться на режим холостого ходу, при роботі на якому доцільно дещо прогріти двигун.

Зупинимося на особливостях роботи двигуна у режимі холодного пуску.

Низька частота обертання колінчастого вала у режимі пуску викликає різке зменшення тиску вприскування та погіршення розпилювання палива. При цьому затягуються процес стиску та час (термін) торкання заряду із стінками циліндра, протікання заряду крізь зазори у поршневому комплекті. Крім того, при низьких частотах обертання практично відсутній вихревий рух повітря в циліндрі, що теж погіршує сумішоутворення.

Сума вказаних факторів, особливо при низьких температурах навколишнього середовища, приводить до того, що температури наприкінці стиску стають недостатніми для самозапалення погано розпиленого палива. Із зниженням температури навколишнього середовища збільшується в'язкість масла, що викликає зростання опору обертанню колінчастого вала. Одночасно із підвищенням цієї температури падає ємність акумуляторних батарей і тому знижується крутний момент, що розвиває стартер.

Таким чином у режимі холодного пуску різко погіршуються параметри, які впливають на робочий процес, збільшується опір обертанню колінчастого вала й знижується потужність пускових пристроїв. Все це погіршує пускові характеристики двигунів НТМ.

У двотактних двигунах з поршнями, які рухаються в протилежні боки через наявність двох поршнів у циліндрі та двох колінчастих валів збільшується вдвічі витікання повітря із циліндра і подвоюється момент опору обертанню колінчастого вала. Тому вони мають гірші пускові характеристики порівняно з двигунами звичайних схем, що вимагає розробки спеціальних заходів для усунення цього недоліку.

### 4.6.2. Конструктивні заходи щодо полегшення пуску форсованих двигунів НТМ

Із багатьох факторів, що впливають на пуск двигунів, мусимо виділити три головних: поліпшення запалення палива, зниження моменту опору обертанню колінчастого вала, підвищення потужності пускових пристроїв.

*Поліпшення запалюваності дизельного палива*

Запалюваність палива визначає рівень індикаторної роботи й впливає на легкість пуску. Вона залежить від температури навколишнього середовища, ступеня стиску, якості розпилювання палива і гомогенізації суміші. Ступінь стиску суттєво впливає на умови самозапалювання дизельного палива при пуску непрогрітого двигуна. Із збільшенням ступеня стиску припуску зростає температура заряду в кінці стиску. Однак при цьому зростає тиск та температура у циліндрах і на робочих режимах, що негативно впливає на надійність двигуна.

Компромісним рішенням у такому випадку може стати збільшення ступеня стиску тільки при пуску до 20...22, та зниження його в роботі до 12...15 за рахунок використання поршня з автоматичним регулюванням ступеня стиску (рис.3.46). Використання такого поршня на двигуні НТМ типу AVCR-1100 американської фірми “Континенталь” дозволило отримати виключно високі пускові характеристики (рис.4.89).

При використанні звичайних поршнів маємо зворотну картину: ступінь стиску при пуску навіть знижується до 12...13, оскільки збільшуються зазори. При роботі ступінь стиску намагаються підвищити до 15...16,5. На двигуні 5ТДФ збільшення ступеня стиску при пуску досягається шляхом подавання 50 см$^3$ масла у кожний циліндр за допомогою стиснутого повітря. Крім того, масло сприяє ущільненню робочого простору та зменшенню витікання повітря.

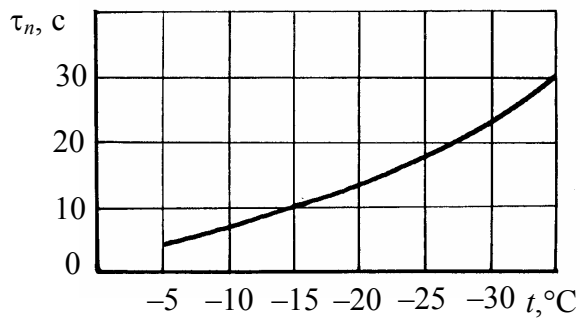



*Рисунок 4.89 – Залежність тривалості пуску двигуна AVCR-1100 від температури навколишнього середовища*

На рис. 4.90 показана залежність температури повітря у кінці стиску

від кількості масла, що подається. Наприклад, подавання 80 см$^3$ масла у циліндр підвищує температуру кінця стиску на 15...20 % і знижує температуру холодного пуску з 25 °С до 5 °С.

*Підігрівання повітря на етапі всмоктування*

Температура кінця стиску, що забезпечує умови самозапалювання палива залежить від температури навколишнього середовища (рис.4.91). На даному графіку штриховою лінією відмічено температуру самозапалення палива. Бачимо, що із заниженням температури навколишнього середовища необхідно підвищувати частоту обертання колінчастого вала. Але цей шлях потребує значних енергетичних витрат і не завжди може здійснитися. Тому частіше користуються підігрівом повітря на етапі всмоктування, що не вимагає значних втрат енергетичних ресурсів. Підвищення температури повітря на етапі всмоктування на 1 °С підвищує температуру кінця стиску на 1,5...2,0 °С.

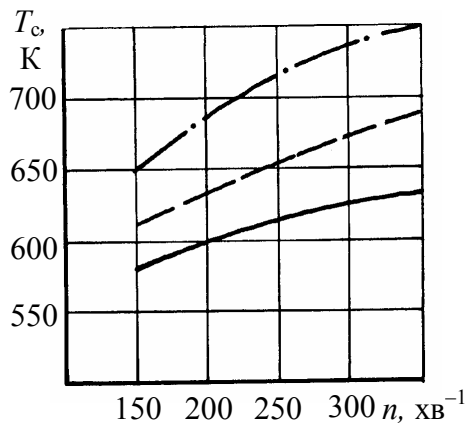



*Рисунок 4.90 – Залежність температури кінця стиску двигуна 5ТДФ від частоти обертання:*
——— без масловприску;
– – – – з одним масловприском;
– · – · – · з двома масловприсками

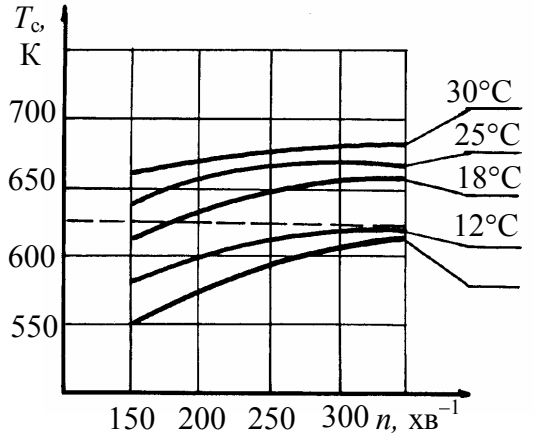



*Рисунок 4.91 – Залежність температури кінця стиску двигуна 5ТДФ від температури навколишнього середовища*

Відрізняють два типи підігрівачів – *безполум'яні* та *полум'яні*. У якості безполум'яних підігрівачів використовуються електричні спіралі та свічі накалювання, що встановлюються у потоці всмоктуваного повітря. Вони мають низький ККД (до 25 %), підвищують температуру кінця стиску лише на 20...30 °С, тому не застосовуються на потужних двигунах НТМ. По-

лум'яні підігрівачі більш економічні, підвищують температуру кінця стиску на 100...120 °С.

По характеру запалення робочої суміші полум'яні підігрівачі поділяються на калоризаторні й іскрові.

Калоризаторне запалення палива при пуску реалізується за рахунок попадання палива на гарячу поверхню. Такий спосіб підігріву повітря вимагає витрат часу на розігрів поверхні, має більшу нерівномірність температур, низькі локальні значення коефіцієнта надлишку повітря, недостатню надійність нагрівальних елементів. Саме такі методи підігріву повітря використовуються на чотиритактних форсованих двигунах із ступенем стиску $\varepsilon_д \geq 15$, у т.ч. на двигунах НТМ типу В-46, В-84, УТД-20.

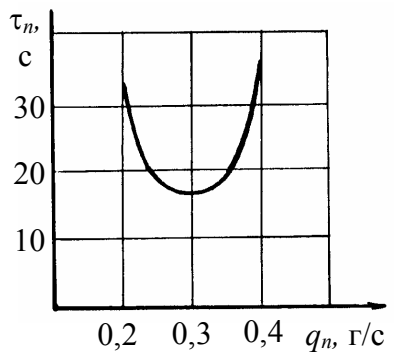



*Рисунок 4.92 – Залежність часу пуску двигуна 5ТДФ від витрати палива*

Іскрове запалення попередньо підготовленої робочої суміші здійснюється в окремому підігрівачі, в який подаються паливо й повітря від автономного джерела. Принцип дії такого підігрівача базується на підвищенні температури повітря, що всмоктується, за рахунок змішування його із продуктами згоряння. При цьому вигорає кисень у повітрі, що поступає у циліндри. Залежність часу пуску двигуна 5ТДФ від кількості палива, що спалюється, показана на рис.4.92. Існує оптимальна кількість палива, що витрачається на підігрів повітря при пуску двигуна. Невелика витрата палива не забезпечує достатнього підігрівання повітря, а більша – знижує концентрацію кисню у повітрі та збільшує в ньому концентрацію продуктів згоряння. При витраті палива через форсунку біля 0,3 г/с вміст кисню у повітрі, що перегрівається, складає 16...17 %, температура повітря у зоні крайніх циліндрів збільшується на 100 та 160 °С відповідно, а температура "холодного пуску" двигуна 5ТДФ при роботі на маслі М16ІХП-3 знижується до 0 °С (зовнішнє середовище).

Підігрівач двигуна 5ТДФ установлено на верхньому повітряному патрубку й складається (рис.4.93) із корпусу 1, завихрювача 2, первинної камери згоряння 3, камери змішування 4, свічі 5, бічних електродів 6, шту-

церів підведення палива 7 та повітря 8.

Підігрівач зблокований із кнопкою пуску від стартера і діє автоматично.

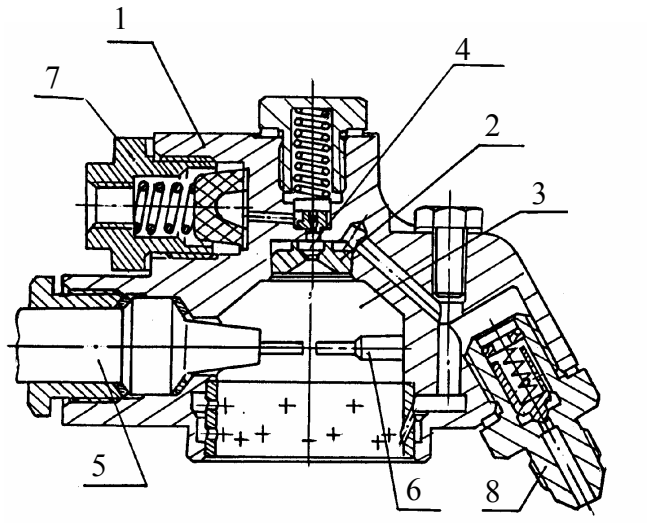



*Рисунок 4.93 – Підігрівник повітря двигуна 5ТДФ*

Повітря до підігрівачів підводиться від блоків високого тиску й розділено на два потоки:

- первинний, що надходить у внутрішню порожнину завихрювача, де змішується з паливом та розпилює його;
- вторинний, який сприяє повному згорянню палива.

Тиск повітря на вході у підігрівач складає 1,6 МПа, що дозволяє отримати якісне розпилювання палива у всьому експлуатаційному діапазоні температур. При обраній витраті палива 0,3 г/с витрата повітря через первинний контур складає 0,9 г/с, що дозволяє забезпечити коефіцієнт надлишку палива у зоні свічі 0,2 та гарантувати його надійне запалення.

При зниженні ступеня стиску на двигунах 5ТДФ на 1...1,5 одиниці змінюється характер пуску двигуна. Перевищивши пускову частоту обертання колінчастого вала, двигун ніби "зависає" на частоті 400...500 хв$^{-1}$ (рис.4.94). Це пояснюється недостатньою індикаторною роботою порівняно з опором обертанню колінчастого вала. З метою збільшення температури кінця стиску й поліпшення згоряння палива на частоті 300...400 хв$^{-1}$ подається додаткова порція палива у підігрівач; явище "зависання" двигуна по *n* зникає.

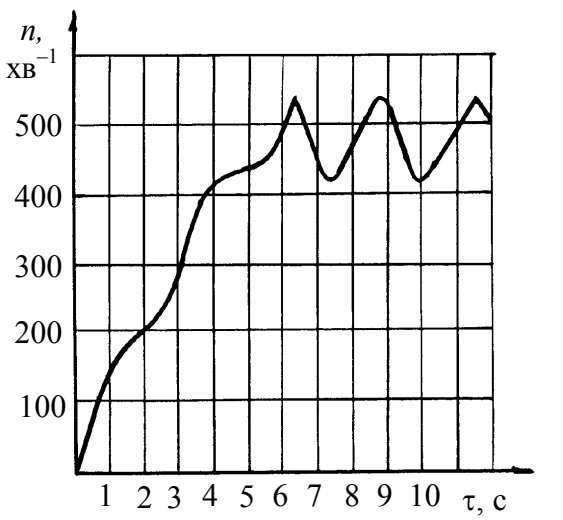


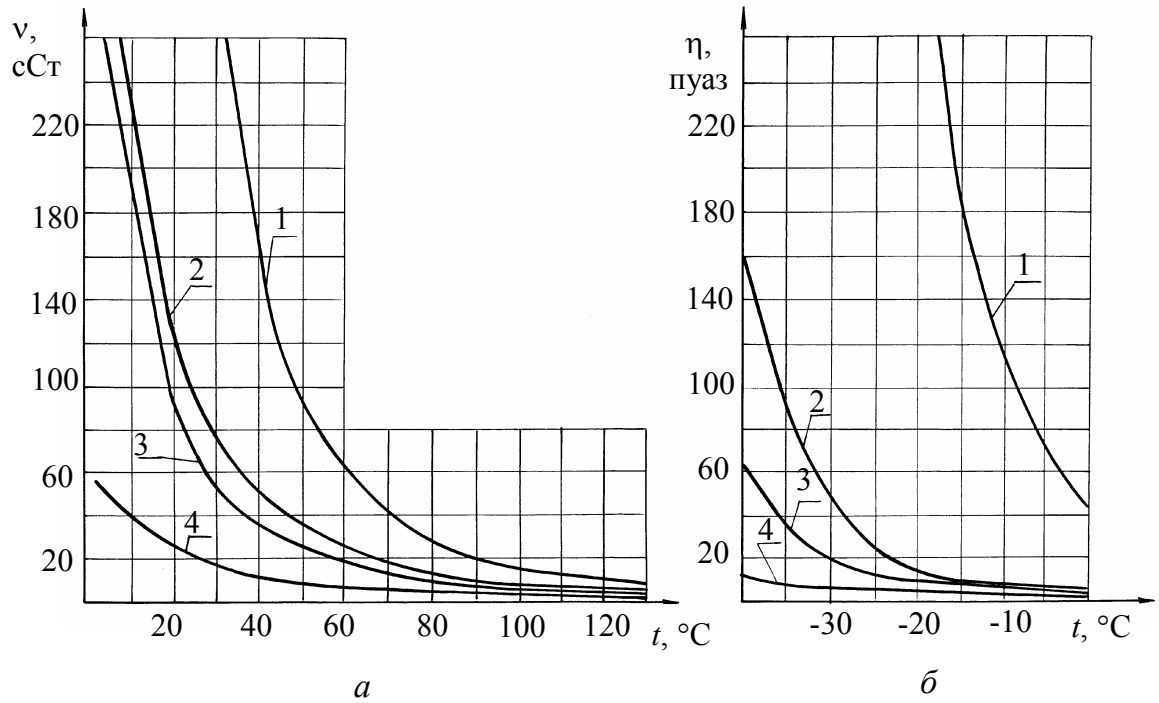

*Рисунок 4.94 – Пуск двигуна 5ТДФ із зменшеним ступенем стиску*

"Холодний" пуск вважається таким, що відбувався, якщо він заве-

ршився за три спроби у термін не більше 30 с кожна виходом на усталену частоту обертів холостого ходу.

*Зниження моменту опору обертання колінчастого вала*

Однією з головних причин зменшення пускової частоти обертання колінчастого вала при зниженні температури навколишнього середовища є збільшення моменту тертя у вузлах двигуна через зростання в'язкості масла. З метою досягнення пускового рівня частоти обертання з найменшими енергетичними витратами застосовують: декомпресію; передпусковий підігрів рідин або самих деталей; використання масла з пологою в'язкісною характеристикою. Для здійснення холодного пуску у двигунах НТМ найбільше використання знаходять сезонні масла, що змішуються із охолоджувальною рідиною. На рис.4.95 показані в'язкісно-температурні характеристики всесезонного масла М16ІХП, зимових масел та $М6В_2С$ для поршневих двигунів. У діапазоні температур –20...–25 °С масла М16ІХП-3 та $М8В_2С$ відрізняються за в'язкістю у 25...30 разів, тобто перехід до пуску на маслі дозволяє суттєво підвищити пускову частоту обертання колінчастого вала порівняно з маслом М16ІХП-3.




*а* *б*

*Рисунок 4.95 – Залежність в'язкості масел від температури:*

*а* – кінематична в'язкість у діапазоні температур 0...130 °С;
*б* – динамічна в'язкість у діапазоні температур 0...–40 °С;
позначення масел: 1 – М16ІХП; 2 – $М8В_2С$; 3 – $М6В_2С$; 4 – ІПМ10

Застосування на двигуні 5ТДФ комплексу заходів масловприскування, підігріву повітря на етапі всмоктування й малов'язкого масла М8$В_2$С дозволило забезпечити надійний "холодний" пуск при зниженні температури навколишнього середовища до –25 °С.

*Підвищення ефективності електричних засобів пуску двигунів*

На сучасних двигунах НТМ найчастіше для пуску використовуються комбіновані електричні машини. Останні звичайно працюють у режимах мотора і генератора – стартер-генератора.

Короткі технічні дані стартер-генераторів та стартерів деяких двигунів НТМ приведені у табл. 4.17.

Таблиця 4.17 – Технічні характеристики електричних пускових машин вітчизняних двигунів НТМ

| Марка двигуни | Параметри | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Позначення | Максимальна потужність, кВт | Частота обертання, хв$^{-1}$ | | Номінальна напруга, В |
| | | | максимальна потужність | холостий хід | |
| 5ТДФ | СГ10-1С | 19 | 1500 | 5000 | 48 |
| 6ТД | СГ18-1С | 21 | 1700 | 5000 | 48 |
| В46 | СГ10-1С | 19 | 1500 | 5000 | 48 |
| УТД-20 | С5-2С | 11 | 1100 | 7000 | 24 |
| УТД-29 | С16-2С | 14 | 2600 | 7000 | 48 |

При роботі в стартерному режимі до пускових електричних машин ставляться вимоги:

- забезпечення необхідного крутного моменту при руханні з місця;
- розкручення колінчастого вала двигуна до необхідної пускової частоти;
- супроводження двигуна у процесі пуску;
- зберігання працездатності при високих пускових токах.

Необхідна потужність стартера при пусковій частоті 150...180 хв$^{-1}$ звичайно складає $N = (1{,}3…1{,}4)\ V_h$, кВт.

Стартер-генератори являють собою електричні машини постійного струму, послідовного збудження у стартерному режимі та паралельного збудження – у генераторному режимі, з автономним повітряним охоло-

дженням. Загальний вид одного із стартер-генераторів СГ10-1С та його характеристики показані на рис. 4.96.

Характеристики стартера залежать від типу джерела живлення. На двигунах НТМ використовуються як джерела живлення акумуляторні батареї, параметри яких обумовлені вольт-амперними характеристиками. Останні визначаються ступенем зарядки акумуляторних батарей та температурою електроліту. Означені характеристики батарей типу 12СТ-85Р показані на рис.4.97. Із зниженням температури електроліту з +25 до –30 °С розподілена потужність зменшується більше, ніж вдвічі. Перспективною вважається схема обігріву акумуляторних батарей без знімання з НТМ.

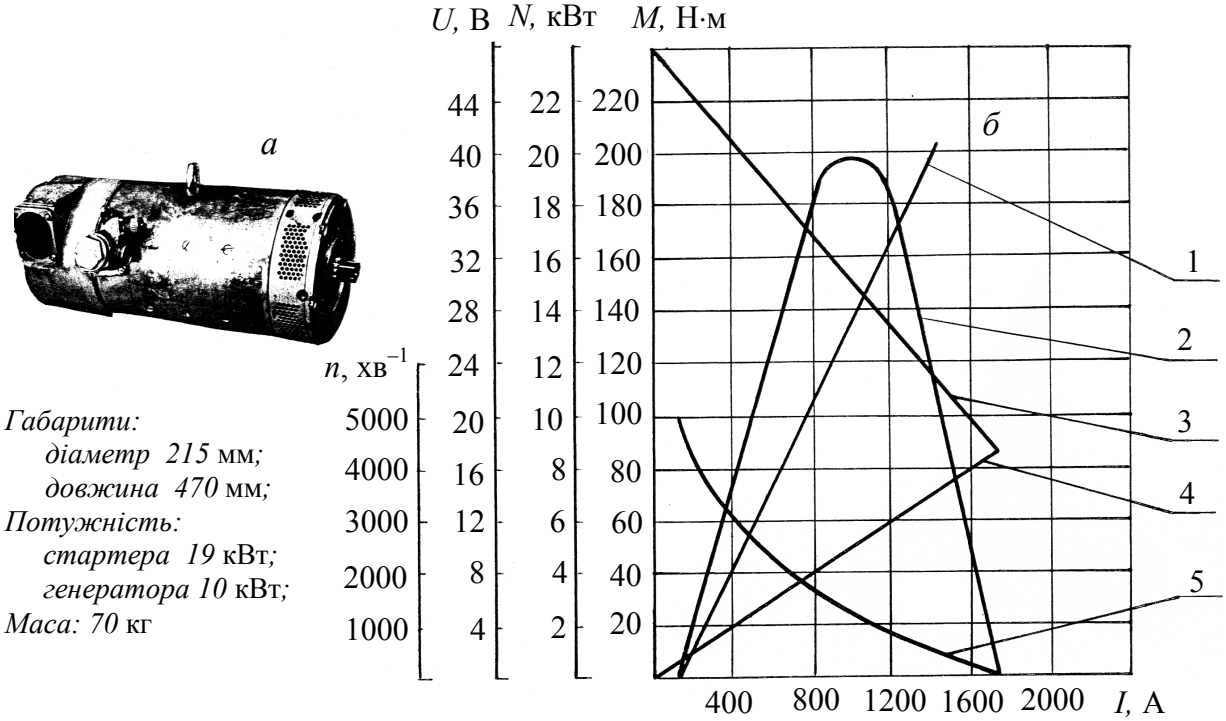



*Рисунок 4.96 – Характеристики стартер-генератора СГ10-1С:*
1 – крутний момент на валу стартер-генератора (М); 2 – потужність на валу стартер-генератора (N); 3 – напруга енергоживлення (U); 4 – напруга гальмування ротора (U); 5 – частота обертання ротора (n);
*а* – зовнішній вигляд; *б* – характеристики

Вплив джерела живлення на потужність стартеру можна ураховувати, записавши

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{ту}} \frac{U_{\text{акк.бат}} - kI - U_{\text{г}}}{U_{\text{ту}} - U_{\text{г}}}, \qquad (4.21)$$

де $N_{ту}$ – потужність стартера за технічними умовами при обраній напрузі $U_{ту}$; $U_{ту}$ – напруга енергоживлення; $U_г$ – напруга гальмування ротора; $k$ – коефіцієнт, що характеризує падіння напруги у силовому ланцюгу ($k$ = 0,0015 В/А).

Потужність, що передається стартером на колінчастий вал дизеля,

$$N_{стд} = N_{ст} \cdot \eta_п ,$$

де $\eta_п$ – ККД зубчатої передачі.

Крутний момент, що розвиває стартер (приведений до колінчастого вала)

$$M_{стд} = M_{ст} \ \eta_п \ i ,$$

де $i$ – передаточне відношення від стартера до колінчастого вала.

Визначені за даними співвідношеннями потужність і крутний момент стартера (приведені до колінчастого вала) представлені на рис. 4.98.

З даних залежностей випливає, що енергетичні можливості стартера у режимі “холодного” пуску зі зниженням температури електроліту різко скорочуються як за величиною моменту, так і за розподіленою потужністю. Наприклад, при приведеному до колінчастого вала моменті 1200 Н·м і температурі електроліту +25 °С частота прокрутки складає 170 хв$^{-1}$, тоді як при температурі охолоджувального електроліту –30°С ця частота знижується аж до 30 хв$^{-1}$, тобто стає менше, ніж у 5 разів.

Раніше вказувалось, що необхідною умовою пуску двигуна є перевищення моменту рушійних сил над моментом опору обертанню колінчастого вала. На двигунах дана умова при застосуванні різних масел (для конкретних особливостей пар тертя) виконується при різних граничних температурах “холодного” пуску. Наприклад, на двигуні 5ТДФ при застосуванні масла М8В$_2$С ця умова виконується при достиганні температури електроліту –25 °С, яка і є граничною для надійного “холодного” пуску.

Функції стартера не обмежуються лише обертанням колінчастого вала двигуна на перших етапах пуску. У зв’язку з цим дуже важливим є вибір передаточного відношення від стартера до двигуна, що дозволяє супроводжувати колінчастий вал при виникненні неусталеного пуску (рис. 4.94). При збільшенні частоти обертання ротора стартера (рис. 4.96) потужність його також збільшується, досягаючи максимуму при 1500 хв$^{-1}$. Саме цій

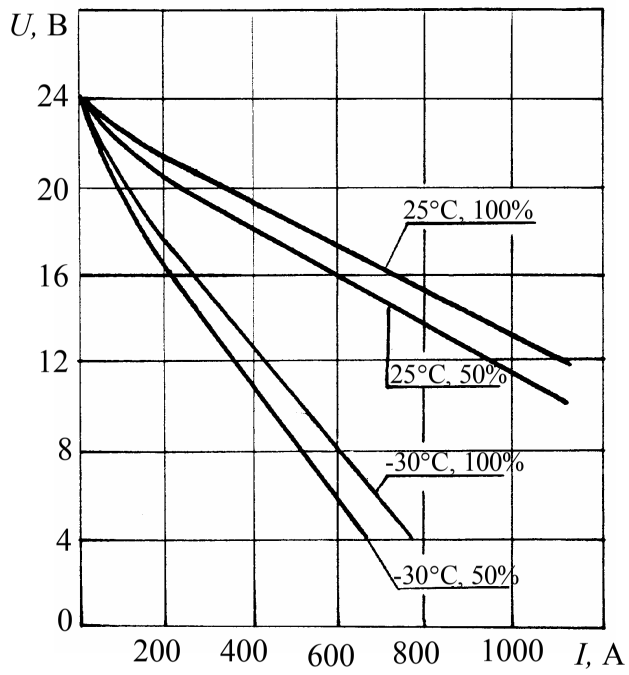



*Рисунок 4.97 – Вольт-амперні характеристики акумуляторних батарей 12СТ-85Р при різних температурах електроліту й ступеня зарядки*

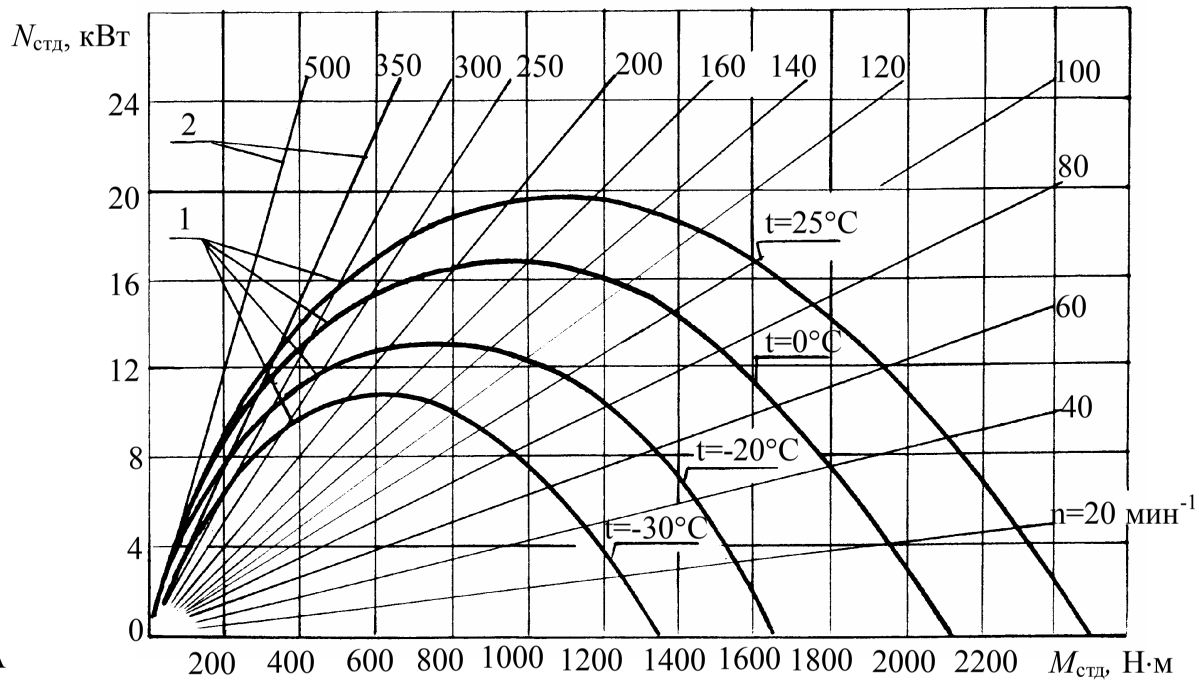



*Рисунок 4.98 – Характеристики стартер-генератора СГ10-1С при різній температурі електроліту (приведені до колінчастого вала):*

1 – залежність приведеної потужності стартера, що передається на колінчастий вал;

2 – гранична частота обертання колінчастого вала

частоті обертання вала якоря стартера при обраному передаточному відношенні ($i$ = 8,58) на двигуні 5ТДФ і відповідає пускова частота двигуна. Стартер супроводжує колінчастий вал до 600 хв$^{-1}$, після чого автоматично виключається храповою муфтою.

Враховуючи значні моменти опору, що діють у зачепленні, стартер є двоступеневим.

На першому ступені тривалістю 0,4…0,8 с, на стартер подається напруга 3...5 В; якір набирає швидкості обертання та храпова муфта плавно входить у зачеплення; вибираються усі зазори у передачі.

На другому ступені на стартер подається вже значна напруга, а пікова сила струму, що споживається, зростає до 1500...2000 А; відбувається розкручування колінчастого вала.

Напруга на клемах генератора залежить від способу поєднання між собою акумуляторних батарей. На першому етапі пуску акумулятори поєднуються паралельно-послідовно ($U$ = 48 В) з подальшим переключенням у процесі пуску другої й четвертої батарей з паралельного з'єднання на послідовне ($U$ = 72 В). У такий спосіб переключення батарей (рис. 4.99) вольт-амперна характеристика наближається до гіперболи ($IU$ = const), що найкращим чином відповідає вимогам холодного пуску.

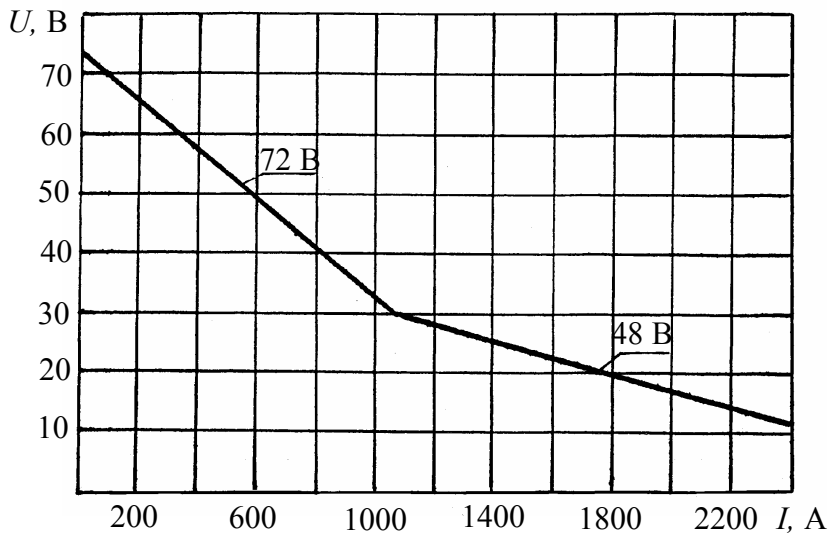



*Рисунок 4.99 – Вольт-амперна характеристика акумуляторних батарей при переключенні з 48* В *на 72* В

*Допоміжні двигуни системи пуску*

Для пуску на потужних тракторних двигунах використовують малолітражні допоміжні двигуни.

В останній час інтерес до такого пуску двигунів НТМ зростає. Це пов'язане з тим, що допоміжні двигуни, крім участі у безпосередньому пуску, виконують і суттєві функції, в тому числі:

- прогрівання основного двигуна та зарядки акумуляторних батарей;
- забезпечення НТМ електроенергією та стиснутим повітрям на стоянках, що зберігає ресурс основного двигуна;
- зберігання (економія) паливно-мастильних матеріалів.

Допоміжний двигун може мати з основним двигуном механічний та електричний зв'язок.

При механічному зв'язку потужність від допоміжного двигуна передається до основного через шестеренчастий редуктор. Такий зв'язок має високий ККД і пройшов апробацію апробував на тракторних дизелях.

При електричному зв'язку допоміжний двигун пов'язаний безпосередньо з генератором, з якого потужність і передається на стартер, що здійснює пуск основного двигуна. Така схема має менший ККД, ніж при механічному зв'язку. Однак – головне, що така схема дозволяє забезпечувати НТМ електроенергією без використання основного двигуна чи його акумуляторів.

При механічному зв'язку допоміжний двигун установлюється біля МТВ, хоча й сприймає постійні термічні та вібраційні навантаження.

При електричному зв'язку можлива установка двигуна й зовні в МТВ. За такою схемою скомпонований допоміжний двигун на об'єкті М1(США). Для приводу генератора використаний двоциліндровий дизель повітряного охолодження потужністю близько 9 кВт при 3600 хв$^{-1}$.

Як допоміжні використовуються поршневі чи газотурбінні двигуни. Поршневі – мають потужність 5...15 кВт. Для більших потужностей використовують газотурбінні двигуни з меншими габаритами, але вони мають у 4...5 разів більшу витрату палива.

*Пуск двигунів із рідинним підігрівом*

При температурі зовнішнього середовища нижче –25°С потужності пускових заходів може не вистачати для надійного пуску.

В такому разі здійснюється попередній підігрів двигуна шляхом продавлювання гарячої рідини крізь водяну порожнину системи охолодження блока та головки циліндрів. Підігрів самої води здійснюється у спеціальних підігрівальних котлах; для розігріву масла в баках використовуються випускні гази двигуна.

При температурі навколишнього середовища –40 °С необхідно до –40 хв. на розігрівання двигуна. Показником придатності двигуна до пуску є якість прокачування масла, про що свідчить тиск масла на виході з колінчастого вала.

*Аварійний пуск.* Таким є пуск двигуна з буксира. Для цього важелі переключення передач установлюють на перші передачі (1, 2, 3) та здійснюється плавний рух від іншої НТМ.

Пуск з буксира можливий тільки НТМ з поршневим двигуном. У газотурбінному двигуні немає механічного зв'язку з коробкою передач; тому пуск ГТД з буксира нереальний.

*Інші засоби пуску ДВЗ*

Наприкінці коротко розглянемо й інші системи пуску, які застосовуються на двигунах іншого призначення.

Йдеться про повітряну й інерційну схеми пуску та про використання для пуску пускових рідин. Прокрутка двигуна здійснюється повітрям (тиск до 150 МПа), яке поступає в циліндри крізь пускові клапани з балонів через повітророзподілювачі. Така система є допоміжною як додаток до основної.

Варіанти повітряної системи (використання вибухової енергії піропатронів; пневмоефекту розширювальних машин) на НТМ не знайшли застосування через великі ударні навантаження на привід та вузли двигуна).

Інерційний пуск використовує енергію, накопичену інерційним диском при його розкручуванні під час роботи основного двигуна. Інерційні стартери не застосовуються для НТМ, оскільки їхньої енергії вистачає лише для малолітражних автомобілів.

Використання пускових рідин базується на їхньому легкому запалюванні (етиловий ефір тощо). Це досить ефективний засіб пуску, однак він позбавляє НТМ однієї з головних переваг – автономності. З цієї причини він не застосовується для НТМ.

## 4.7. Конструктивні особливості системи автоматичного регулювання

Існуючі системи автоматичного регулювання двигунів НТМ є по суті однофункціональними, оскільки застосовувані механічні регулятори здатні регулювати тільки частоту обертання колінчастого вала, якщо не запроваджувати неприпустиме переускладнення регуляторів швидкості.

Подальше форсування двигунів НТМ, зростаючі вимоги до цих силових установок вимагають поліпшення якості автоматичного регулювання двигунів як засобу підвищення ефективності їх роботи в широкому спектрі експлуатаційних режимів з миттєвою випадковістю змін, яких уже не спроможні позбутися механічні регулятори.

Досвід комп'ютеризації управління автотранспортних двигунів свідчить, що і для двигунів НТМ треба вирішувати нагальну проблему керування не тільки швидкістю обертання колінчастого вала, а й потужністю двигуна, динамікою перехідних процесів та ін. Тобто мова йде про заміну на перспективних двигунах НТМ однофакторного регулятора швидкості на багатофункціональну систему керування системами двигунів, перш за все, – паливоподачі та повітропостачання, охолодження, змащення.

### 4.7.1. Принципи побудови та конструктивні особливості авторегулювання сучасних двигунів НТМ

Спочатку розглянемо основи механічних регуляторів сучасних двигунів НТМ як системну базу подальшої розробки комп'ютерних систем керування ними.

Механічна система авторегулювання (САР) частоти обертання колінчастого вала двигуна призначена для підтримання швидкісного режиму, якого задав механік-водій шляхом зміни кількості палива, що подається у циліндри. Необхідність такого регулювання обумовлена тим, що опір об'єкта рухові постійно змінюється, і порушується рівність моментів рухомих сил та сил опору, що викликає відхилення частоти обертання від за-

даної водієм. Цей режим частоти і підтримується регулятором автоматично.

Для одержання таких результатів у якості чутливого елемента використовується набір грузів, що створюють перестановочне зусилля, яке діє на рейку паливного насоса. За способом передачі цього зусилля регулятори бувають *прямої* чи *непрямої дії*.

*Регулятори прямої дії* – це такі, де чутливий елемент кінематично пов'язаний безпосередньо з рейкою плунжера, її переміщення виконується за рахунок енергії вимірювача.

У *регуляторах непрямої дії* відбувається посилення сигналу (мультиплікація) у гідравлічних перетворювачах (сервомоторах), які діють на паливоподачу. Регулятори непрямої дії мають великі перестановні зусилля, більшу чіткість у роботі, більш стабільні характеристики й мають найбільш широке застосування у двигунах НТМ.

Регулятори звичайного типу реагують на зміну одного параметра – частоти обертання колінчастого вала і називаються одноімпульсними (однофункціональними). Недоліком одноімпульсних регуляторів є відслідковування рейки паливного насоса за випадковою зміною профіля дороги, наприклад, що викликає постійну роботу двигуна на перехідних режимах. З метою виключення цього явища використовують додатковий сигнал – прискорення колінчастого вала. Такий регулятор зветься двоімпульсним. У двоімпульсному регуляторі переміщення рейки паливного насоса мають місце тільки при стабільній зміні прискорення колінчастого вала, що виключає випадкові коливання. Це дозволяє поліпшити шляхову економічність на 3...12 %.

Двоімпульсні, як і багатоімпульсні (багатофункціональні), регулятори можуть виконувати свої складні взаємозв'язані функції тільки на мікропроцесорній базі, коли регулятор називається електронним (ЕР). Можливості електронного регулятора незрівнянно ширші, ніж механічного. Це дозволяє йому керувати не тільки рейкою паливного насоса, але й голкою форсунки чи іншими параметрами – потужністю двигуна, кутом випередження запалення тощо. Увагу розробників перспективних двигунів для НТМ привертають, наприклад, електронні регулятори $n$ та $N_e$.

Залежно від призначення двигуна до нього ставляться різні вимоги щодо стабільності підтримання заданої частоти обертання. Двигуни, що

працюють на генератор, повинні забезпечувати суворо фіксовану номінальну частоту обертання. Такі двигуни облаштовуються однорежимними регуляторами, які забезпечують максимальну паливоподачу після здійснення пуску. Це негативно позначається на роботі двигуна, оскільки його прогрівання здійснюється при максимальній частоті обертання.

Конструкція однорежимного регулятора показана на рис. 4.100.

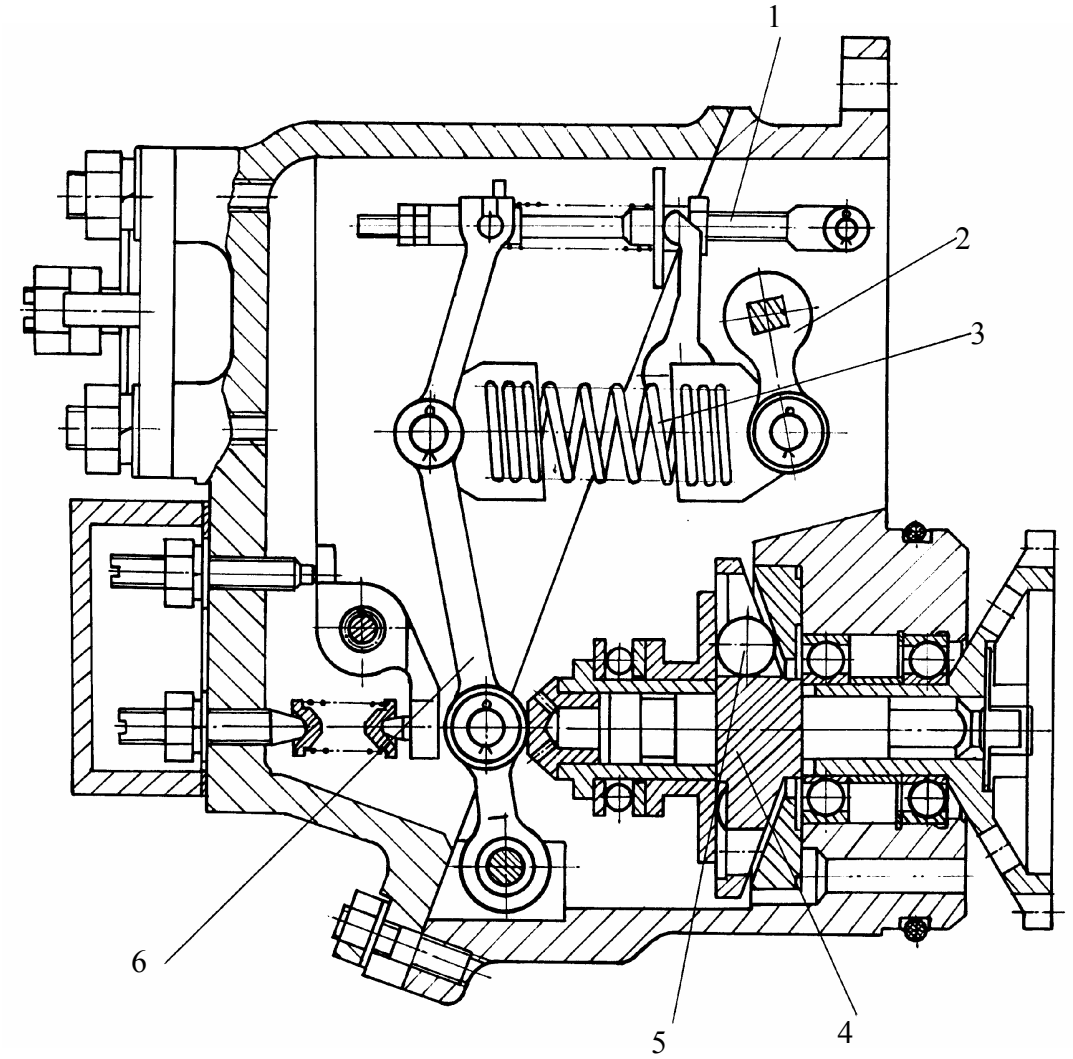



*РИСУНОК 4.100 – ОДНОРЕЖИМНИЙ РЕГУЛЯТОР ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА:*
1 – рейка паливного насосу; 2 – важіль управління; 3 – пружина; 4 – конічна тарілка; 5 – куля; 6 – важіль

Двигуни НТМ, як і тепловозні, суднові і т.п., працюють у широкому спектрі частот обертання колінчастого вала, навантажень. Задані водієм параметри керування забезпечуються всережимним регулятором. На

рис. 4.101 показаний всережимний регулятор прямої дії двигуна В-84, а на рис. 4.102 – всережимний регулятор непрямої дії двигуна 5ТДФ.

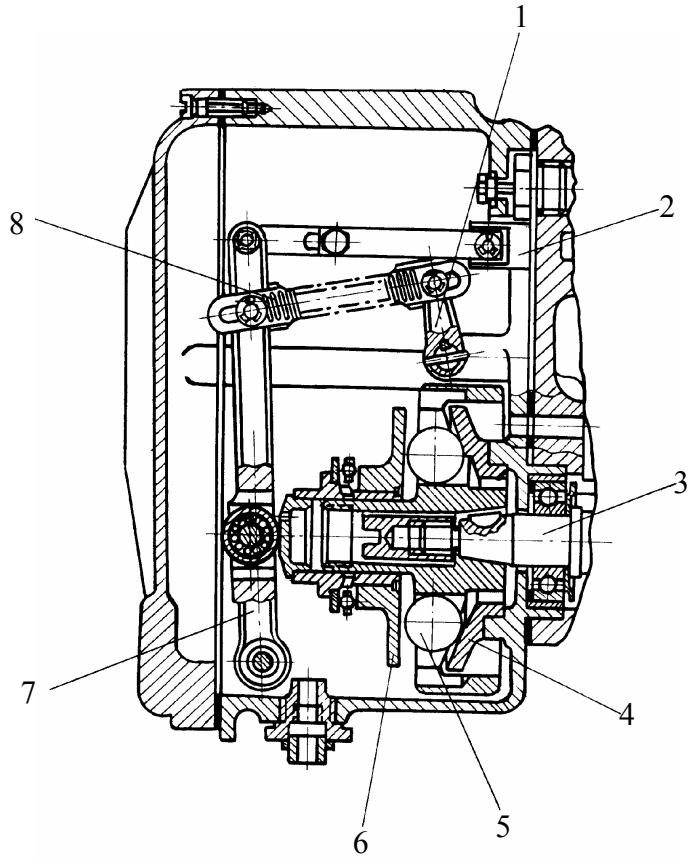



*Рисунок 4.101 –*

*Всережимний регулятор прямої дії двигуна В-84:*

1 – важіль керування;
2 – рейка паливного насоса;
3 – вал привода регулятора;
4 – конічна тарілка; 5 –шари;
6 – тарілка; 7 – важіль;
8 – пружина

При пуску двигуна (рис. 4.101) важіль 1 повертають праворуч, переміщуючи рейку паливного насоса у бік паливоподачі. При цьому кулі 5 зусиллям пружини опиняються затиснутими між тарілками 4 та 6. При збільшенні частоти обертання кулі 5 переміщуються радіально по нахиленій конічній тарілці 4 і переміщують тарілку 6 ліворуч, що викликає зменшення паливоподачі. Частота обертання знижується, зменшується відцентрова сила, діюча на шар, важіль 7 зміщується праворуч і відновлюється задана спочатку частота обертання колінчастого вала.

У всережимному регуляторі непрямої дії двигуна 5ТДФ (рис. 4.102) зусилля від грузів 12 через плунжер 8 і ричаги 4 та 5 передається на сервомотор 2 керування паливоподачею.

При постійному положенні педалі оператора і зниженні навантаження збільшується частота обертання, що викликає розходження ваг 12 вимірювача під діянням зростаючої відцентрової сили. При цьому сервопор-

шень 7 та плунжер 8 зміщуються праворуч, а сервопоршень 2 управління паливоподачею – ліворуч, зменшуючи подачу палива. Зниження подачі палива викликає зниження частоти обертання; процес стабілізується.

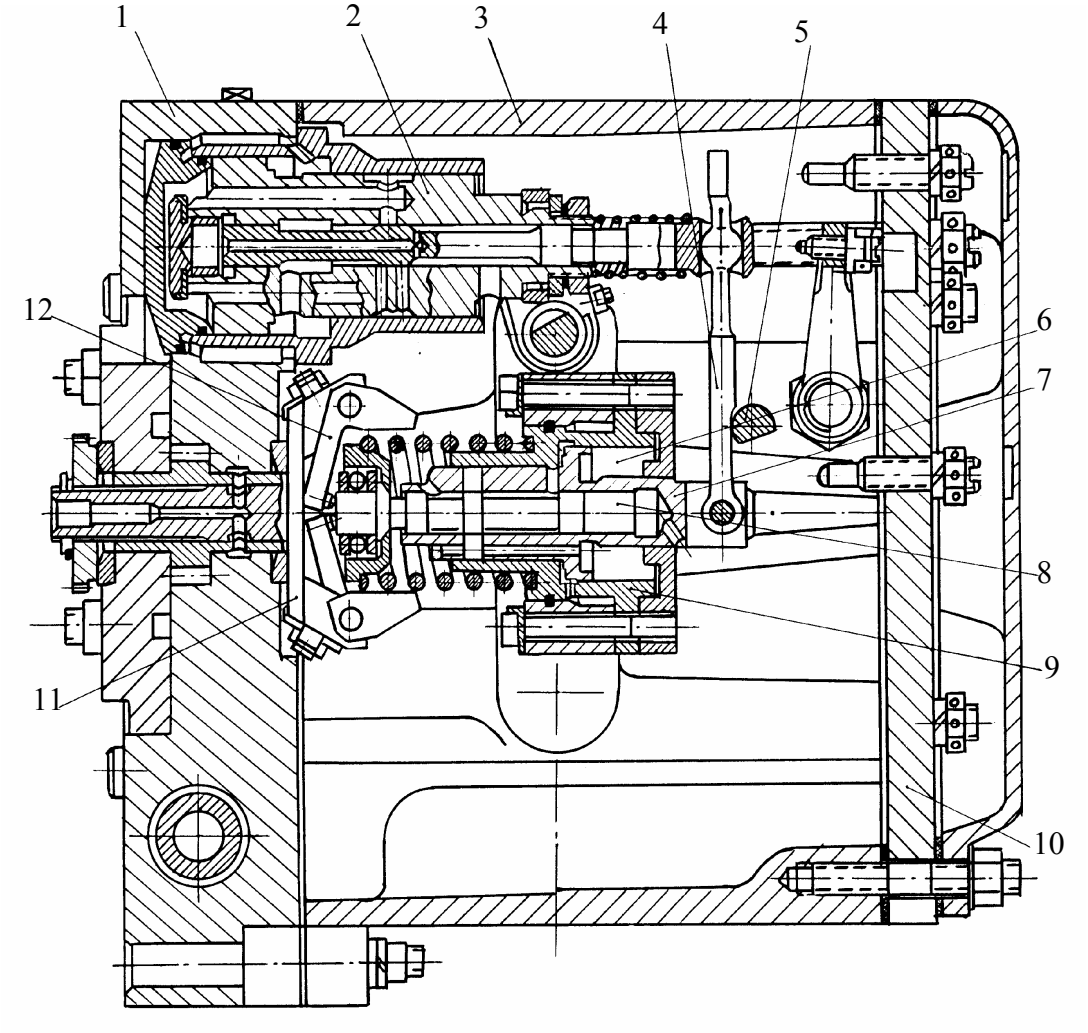



*Рисунок 4.102 - Всережимний регулятор прямої дії двигуна 5ТДФ:*
1 – ПЛИТА; 2 – СЕРВОМОТОР УПРАВЛІННЯ ПАЛИВОПОДАЧЕЮ; 3 – КОРПУС; 4, 5 – ВАЖЕЛІ; 6 – СЕРВОМОТОР ВИМІРЮВАЧА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА; 7 – СЕРВОПОРШЕНЬ; 8 – ПЛУНЖЕР; 9 – ГІЛЬЗА; 10 – ПРОСТАВКА; 11 – ТРАВЕРСА; 12 – ВАГА

Недоліком всережимних регуляторів є навантаженість усього механізму постійно діючим зусиллям. Крім того, при їзді вимагається постійне переборення зусиль попередньої затяжки пружини, що втомлює оператора на тривалих маршах. Тому отримали поширення дворежимні регулятори, наприклад, на потужніх автомобільних дизелях. Так, при роботі з дворе-

жимним регулятором в умовах міста двигун працює при максимальній частоті обертання на режимах зовнішнього навантаження й гальмування в 2,56 і 36,4 рази менше часу, ніж із всережимним регулятором (двигун ЯМЗ-236 на автомобілі МАЗ-500).

На двигунах великої агрегатної потужності часто установлюються регулятори безпеки, що автоматично зупиняють дизель при перевищенні припустимої частоти обертання. Такі регулятори називаються граничними. Конструкція граничного регулятора представлена на рис. 4.103. Вага 1 установлюється на кулачковому валу і під діянням відцентрових сил переміщується, переборюючи зусилля пружини 2. При досягненні граничної частоти обертання вага діє на виконавчий механізм, зменшуючи паливоподачу.

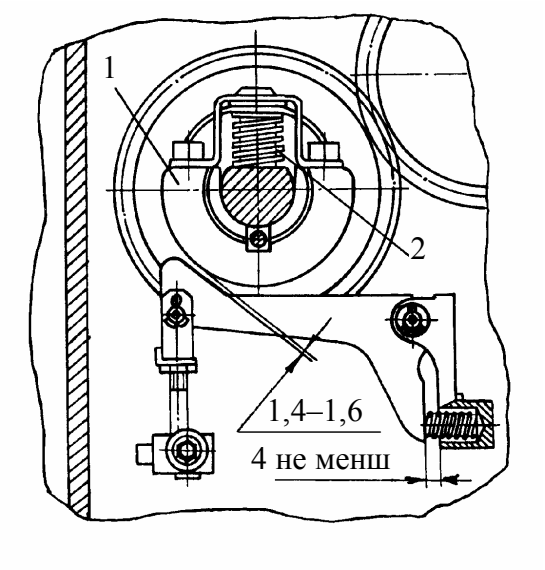



*Рисунок 4.103 – Граничний регулятор двигуна Д100:*
1 – вага; 2 – пружина

Регулятори сучасних двигунів виконуються автономними, що дозволяє виготовляти їх та випробувати в спеціальних виробництвах. При використанні індивідуальних ПНВТ (двигуни типу 5ТДФ, наприклад) наявність автономного регулятора обов'язкова.

При наявності на двигуні блочного паливного насоса корпус регулятора виконують сумісно із корпусом ПНВТ. Саме такий регулятор і називають автономним.

За напрямом обертання ваг чутливого елемента регулятори розділяються на реверсивні або нереверсивні. Останні використовуються на двигунах 5ТДФ.

Процес регулювання *n* пов'язаний із періодичними коливаннями рейки паливного насоса внаслідок дії збуджувальної сили з боку вимірювача. Для забезпечення стабільності процесу регулювання в регулятори додають стабілізуючі пристрої у вигляді гнучкого зворотного зв'язку або пружно-приєднаної катаракти. Регулятори, що мають такі пристрої, називають *ізодромними*, а такі, що їх не мають, – *неізодромними*.

### 4.7.2. Характеристики регуляторів

Параметри регулятора можна представити у вигляді залежності ходу рейки або крутного моменту від частоти обертання :

$$h_{\text{рейки}} = f(n) \text{ або } M_{кр} = \varphi(n).$$

Характеристики різних типів регуляторів показані на рис. 4.104.

Залежність ходу рейки ПНВТ від частоти обертання колінчастого вала двигуна називається статичною характеристикою регулятора. Вона має дві дільниці: зовнішня характеристика 1 та регуляторна характеристика 2.

Кут нахилу регуляторної характеристики оцінюється за допомогою статизму регулятора:

$$Q = \frac{n_{\text{хх}} n_{\text{н}}}{n_{\text{н}}}$$

Залежно від нахилу статичної характеристики відрізняють регулятори:

- статичні, з позитивним нахилом характеристики;
- астатичні, з нульовим нахилом характеристики;
- універсально-статичні, з регульованим нахилом характеристики.

Для двигунів НТМ найбільш прийнятним є регулятор з астатичною характеристикою. Наприклад, зменшення статизму регулятора з 7...8 % до 2...3 % збільшує середню швидкість НТМ на 10...15 %.

Крім підтримання заданої частоти обертання, регулятор формує зовнішню характеристику двигуна шляхом передозування паливоподачі. Вимоги до характеру кривих $N_{\text{е}}$, $M_{\text{кр}}$ залежать від типу КПП, конструктивної швидкості, втрат у трансмісії і т. ін. Зовнішні характеристики двигунів НТМ та деяких інших показані на рис. 4.105.

На рис. 4.105, а, б наведено зовнішні характеристики двигунів, у яких коефіцієнт пристосованості отриманий за рахунок природного збільшення циклової подачі палива на режимі крутного моменту, завдяки поліпшенню наповнення надплунжерного простору. В форсованих двигунах коефіцієнт пристосованості знаходиться у межах 1,05...1,1.

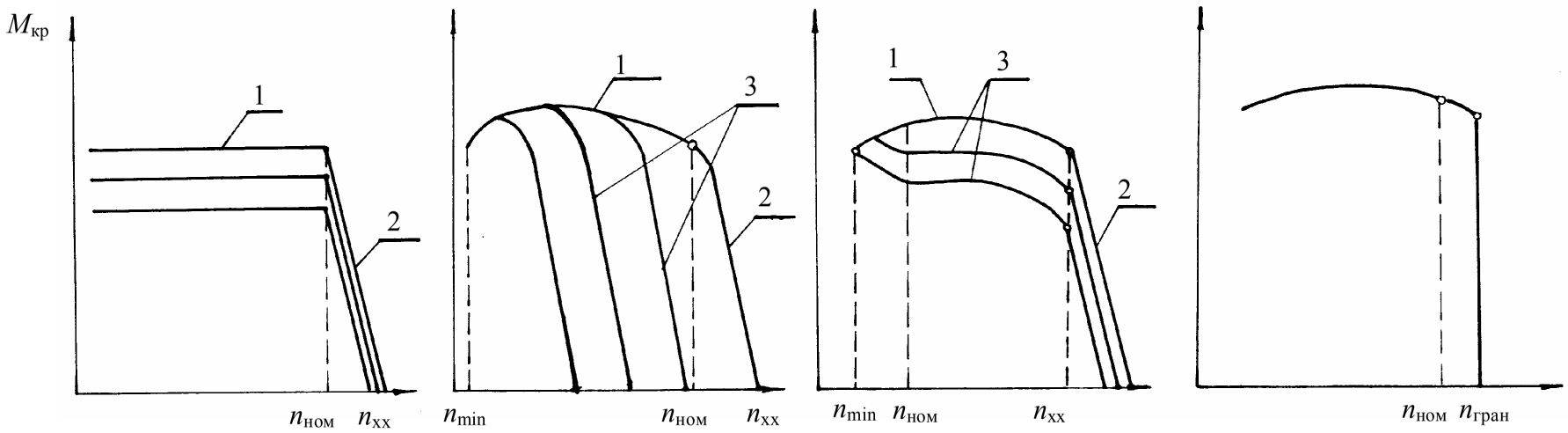



*Рисунок 4.104 – Характеристики регуляторів:*

*а* – однорежимного, *б* – всережимного, *в* – дворежимного, *г* – граничного;
1– зовнішня; 2 – регуляторна; 3 – часткові

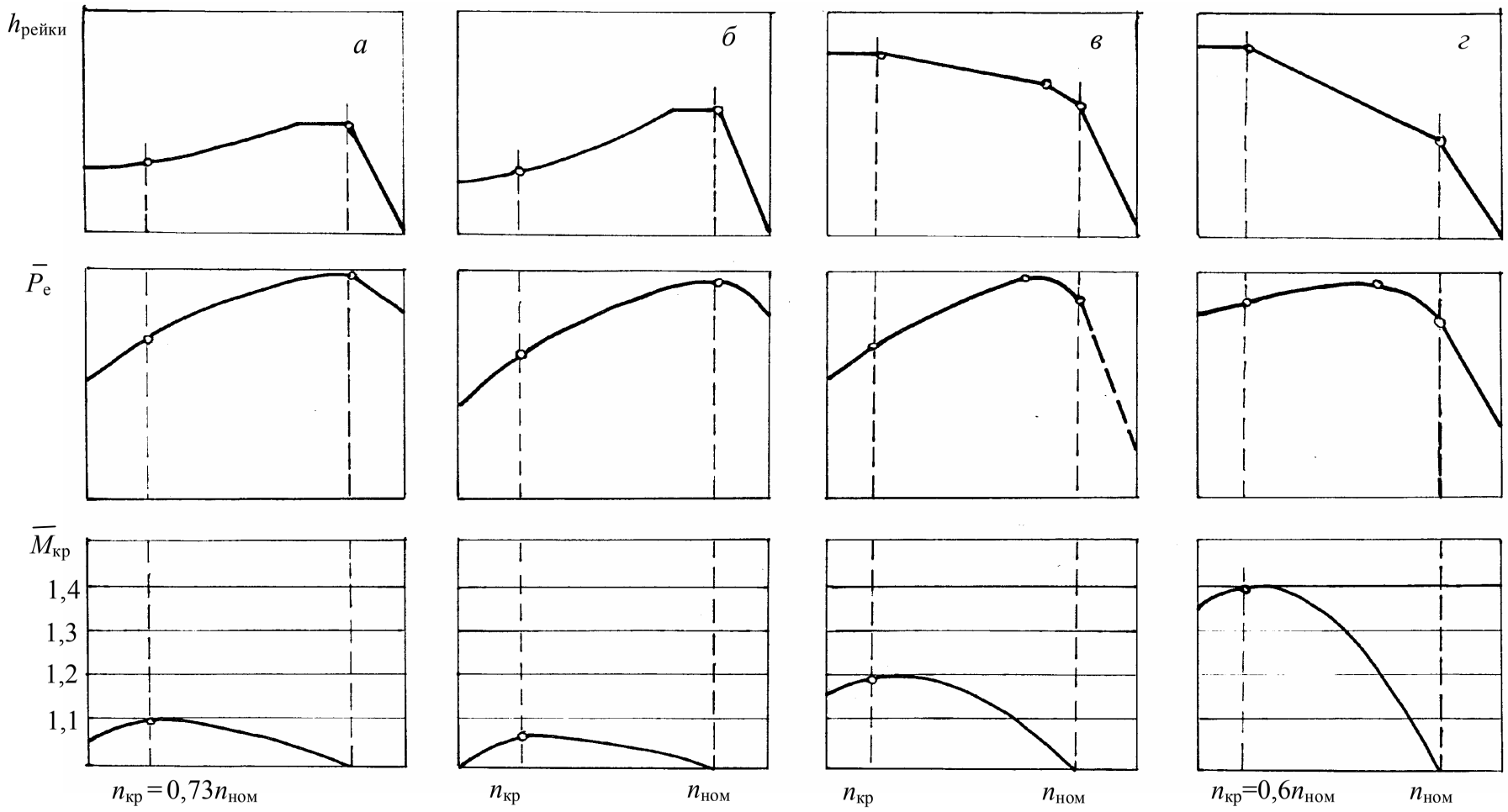



*Рисунок 4.105 – Зовнішні характеристики двигунів:*

*а* – двигуна 5ТДФ; *б* – двигуна 6ТД-1; *в* – двигуна із зміщенням номінальної потужності відносно до номінальної частоти обертання; *г* – двигуна постійної потужності

З метою збільшення вказаного коефіцієнта іноді номінальну потужність зміщують у бік меншої частоти обертання колінчастого вала відносно номінальної частоти (рис. 4.105, в). Це дозволяє, хоча і штучно, поліпшити характер протікання кривої крутного моменту й поліпшити тягові якості. Саме за таким законом формуються зовнішні характеристики ряду вітчизняних двигунів НТМ та німецького двигуна МВ883.

Найліпші тягові якості має двигун постійної потужності (рис. 4.105, г). Реалізація такої зміни потужності вимагає керування не тільки паливоподачею, а й повітропостачанням.

Об'єкти, облаштовані двигунами постійної потужності, мають рухомість на 15...20 % кращу порівняно з двигунами, які мають звичайну зовнішню характеристику такої ж номінальної потужності.

Підкреслимо, що наведені зовнішні та інші характеристики описують статичні якості регулятора, справедливі для усталених режимів.

Кожній точці статичної характеристики відповідає тільки один усталений режим. Тобто, зміна навантаження змінює й цей рівноважний стан та викликає переміщення рейки паливного насоса. Цей динамічний процес, який складається з неусталених режимів, називається перехідним і характеризується такими показниками (рис. 4.106):

- ступінь $\psi$ нестабільності частоти обертання – відношення розмаху коливань до значення миттєвої частоти обертання при усталеному режимі (наприклад, номінальному), тобто

$$\psi = \frac{\Delta\omega_1}{\omega_{ном}}, \text{ або } \psi = \frac{\Delta n_1}{n_{ном}};$$

- закид частоти обертання – відношення відхилення миттєвої частоти обертання у перехідному процесі до значення миттєвої частоти обертання при усталеному режимі (наприклад, номінальному), тобто

$$\varphi = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_{ном}}, \text{ або } \varphi = \frac{\Delta n_2}{n_{ном}};$$

- тривалість перехідного процесу $\tau$ від початку перехідного процесу до нового усталеного режиму.

Двигуни внутрішнього згоряння здебільшого працюють на неусталених режимах перехідних процесів, що характеризуються низькою паливною економічністю, димінням, підвищенням температури випускних газів

(це свідчить про погіршення згоряння у циліндрах двигуна), високою динамічністю навантажень на деталі. Отже, тривалість перехідного процесу повинна бути мінімальною; це ж стосується й закидів *n*. У двигунах НТМ указані динамічні явища особливо проявляються при переключенні передач і мусять враховуватися у розрахунках деталей двигуна на міцність. Крім того, САР має бути усталеною на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна, тобто встановлення нового режиму, як результату перехідного процесу, повинно відбуватися із затухаючими коливаннями. Вказана обставина оцінюється коливальністю перехідного процесу, що характеризується кількістю і розмахами напівхвиль за цей термін.

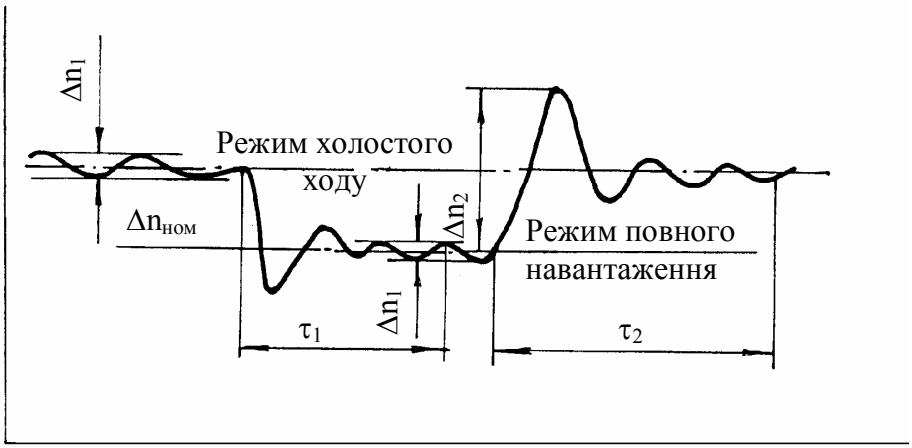



*Рисунок 4.106 – Динаміка перехідного процесу*

Оцінку якості перехідного процесу визначають непрямими та прямими методами. До непрямих методів відносять інтегральну оцінку площини під кривою перехідного процесу. Із зменшенням цієї площини поліпшується якість САР, перш за все – зменшується ступінь нестабільності частоти обертання колінчастого вала.

При прямих методах визначаються безпосередньо показники перехідного процесу за осцилограмами частоти обертання колінчастого вала.

Рівень кожного з них залежить від призначення двигуна. Для двигунів НТМ найважливіші – закид частоти обертання і тривалість перехідного процесу; для двигунів, що обслуговують генератори, – ступінь нестабільності *n* і т. ін. Отже призначення двигуна визначає вимоги до конструкції регулятора.

### 4.7.3. Роль САР в оптимізації режимів роботи двигунів НТМ

Чи не найважливіша якість НТМ – їхня рухомість – обумовлюється рівнем питомої потужності двигуна. Максимальна потужність реалізується при розгоні, а ефективність його оцінюється часом, протягом якого отримана задана швидкість руху НТМ або необхідне прискорення цього руху.

Потрібний для цього рівень питомої потужності може бути визначений за формулою

$$P_{\text{пит}} = \frac{\vartheta_{\text{р}}\left(\delta \cdot \ddot{x}/g + f_{\text{с}}\right)}{0{,}27\eta_{\text{Т}}},$$

де $\vartheta_{\text{р}}$ – задана кінцева швидкість розгону, км/год.; $\delta$ = 1,2 – коефіцієнт умовного прискорення маси; $\ddot{x}$ – прискорення при розгоні; $f_c$ – коефіцієнт сумарного опору рухові; $\eta_{\text{Т}}$ – ККД НТМ (двигуна, трансмісії, ходової частини).

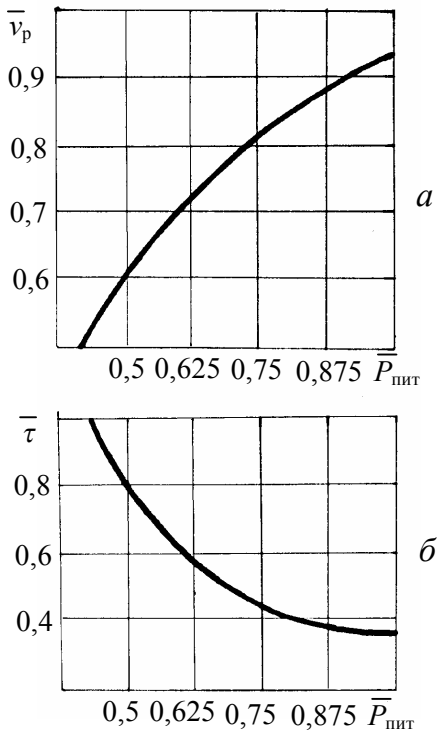



*Рисунок 4.107 – Показники рухомості ДВЗ:*
*а* – середня швидкість розгону;
*б* – час розгону до заданої швидкості

Величини швидкості і прискорення при розгоні визначаються профілем дороги, конструкцією підвіски НТМ, показниками ергономіки тощо.

Залежність середньої швидкості руху при розгоні та часу розгону від питомої потужності показані на рис.4.107. З нього бачимо, що збільшення вдвічі питомої потужності приводить до збільшення середньої швидкості у 1,5 рази. Тому нарощування питомої потужності може бути ефективним як захід посилення рухливості НТМ тільки у визначених межах. Цю обставину більш наочно ілюструє рис. 4.107, б, із якого видно, що в межах $0{,}75 < P_{\text{пит}} < 1{,}0$ час розгону НТМ до заданої швидкості майже не змінюється. Отже, для кожної НТМ існує оптимальний рівень питомої потужності, що забезпечує його найбільший розгін.

Однак максимальні і середні експлуатаційні швидкості НТМ суттєво (у 3...5 разів) відрізняються. Тому САР двигуна мусить передбачати стар-

товий та експлуатаційний режими роботи дизеля з відповідним дозуванням паливо - і повітропостачання.

Стартовий режим дозволяє виводити двигун на номінальну потужність, а на маршовому режимі потужність можна знизити до $(0,75...0,8)P_{e_{ном}}$. Це поліпшує шляхову паливну економічність на 10...15 %.

Аналіз реального завантаження двигунів НТМ за даними їхніх моделей експлуатації (рис. 4.108) показує, що залежно від типу траси та швидкості руху двигун від 20 (позиція а) до 70 % (позиція б) працює при навантаженнях 10...50 % і максимально припустимих *n*.

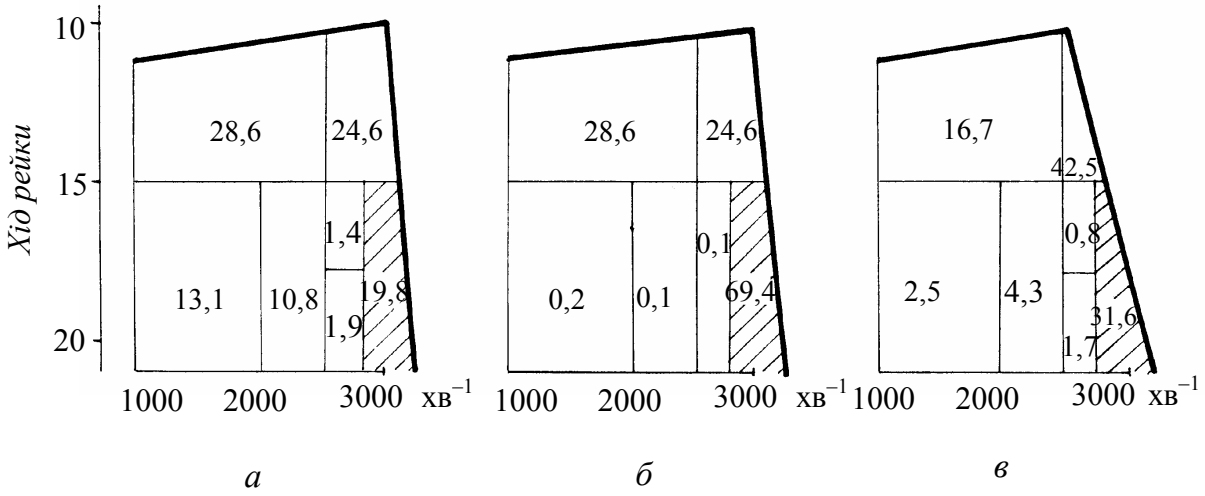



*Рисунок 4.108 – Поля розподілення експлуатаційних режимів (%) від загальної наробітки при рухові НТМ на різних шляхах:*
*а* – по пересіченій болотистій місцевості; *б* – по сухому чорнозему з швидкістю 20 км/год.; в – по сухому чорнозему з швидкістю 25 км/год

На рис. 4.109 наведена універсальна характеристика двигуна 6ТД-1, на якій представлені зони питомої витрати палива та рівні потужності. Заштрихована ділянка відповідає режимам роботи, що показані на рис. 4.108. Це зони вкрай низької паливної економічності, що, звичайно, обумовлює високі шляхові витрати палива. Тому доцільно змістити ділянку постійного навантаження двигуна у зону більш високої економічності.

З цього приводу необхідно узгодити середню швидкість НТМ, частоту обертання колінчастого вала й хід рейок паливного насоса високого тиску. Критерієм ефективності означеного компромісу є зниження паливної витрати. Треба прагнути до зниження *n*, а необхідну середню швид-

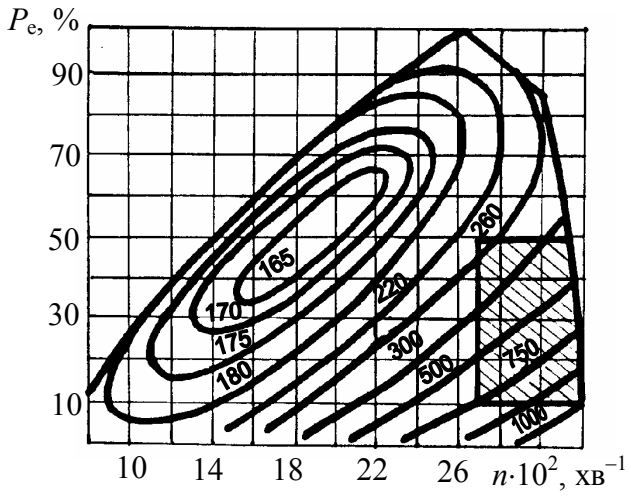



*Рисунок 4.109 – Універсальна характеристика двигуна 6ТД*

кість руху забезпечувати більш високою передачею. Така логіка керування може бути забезпечена лише електронним регулятором, що й дозволить зекономити 12...15 % палива.

Таким чином, САР двигуна навіть на рівні регулювання $n$, спроможна не тільки підтримувати заданий водієм експлуатаційний режим, але й забезпечувати вибір найбільш раціональних (оптимальних) режимів роботи.

### 4.7.4. Перспективні схеми регулювання двигунів НТМ

Вище наголошувалося, що перспективні двигуни НТМ треба переводити на комп'ютерне керування їх системами, перш за все, – паливоподачі і повітропостачання.

*Електронно-гідромеханічний регулятор*

На рис. 4.110 показана схема одного з варіантів конструктивного вирішення комп'ютерної САР двигуна НТМ.

Цей електронно-гідромеханічний регулятор складається з двох контурів – всережимного гідромеханічного регулятора непрямої дії та електронної приставки.

Гідромеханічний контур виконує роль виконуючого механізму, що сприймає сигнали від електронної приставки. Але він може функціонувати і самостійно при відключеному електронному контурі.

В електричному контурі розташовані два основні елементи комп'ютерної частини по суті електронного регулятора (ЕР): комплект датчиків (Д) та блок синтезу інформації (БСІ). Останній включає мікропроцесор, засоби пам'яті, перетворення та посилення сигналів датчиків у командні сигнали.

Проте, на відміну від звичайного ЕР, у схемі на рис. 4.110 не передбачено виконуючих механізмів (ВМ) з електронним керуванням, які б пересували рейки паливних насосів, голки форсунок тощо. Тут передбачено,

замість цього, передачу сигналів мікропроцесора на виконуючі механізми традиційного всережимного регулятора. Це обмежує функціональні можливості електронно-гідромеханічного регулятора можливостями механічного регулятора при суттєвому поліпшенні якості керування по швидкодії тощо.

Продовжимо аналіз роботи електронно-гідромеханічного регулятора.

В електронний контур надходить інформація від датчиків щодо ходу рейки ПНВТ, передатного відношення до крильчатки нагнітача, температури випускних газів і т. ін.

Після порівняння сигналів виходу рейки ПНВТ та частоти обертання крильчатки компресора наддуву, виробляється сигнал, що діє на нахилену шайбу гідрообмінного механізму привода компресора, який дозволяє регулювати коефіцієнт надлишку повітря на часткових режимах, підтримувати його у необхідних межах. Крім того, на часткових режимах зниження витрати повітря обумовлює зменшення витрати потужності на привід компресора, що суттєво поліпшує питому витрату палива і шляхову економічність.

В експлуатаційному діапазоні частот обертання колінчастого вала електронно-гідромеханічний регулятор реалізує часткові характеристики з горизонтальними ділянками, обмеженими з двох боків вертикальними регуляторними характеристиками (див. рис.4.110, б). Наявність горизонтальних ділянок усуває коливання рейок паливних насосів, обумовлених випадковими діями профілю шляху (траси руху). Вертикальні регуляторні характеристики дозволяють підтримувати стабільність $n$ при значній зміні навантаження двигуна, що забезпечує підвищення середньої швидкості руху на 10...15 %.

Введення елементів електронного керування дозволяє збільшити точність підтримання заданої частоти обертання. Мінімальна $n_{min}$ знижується з 800 до 400 хв$^{-1}$, а $n_{xx}$ зменшуються на 100...120 хв$^{-1}$. Це позитивно позначається на підвищенні надійності завдяки зниженню динамічних навантажень при закиді $n$ після переключення передач.

*Електронний регулятор*

Усе розглянуте вище тільки підкреслює необхідність розробки і застосування ЕР для вітчизняних НТМ.

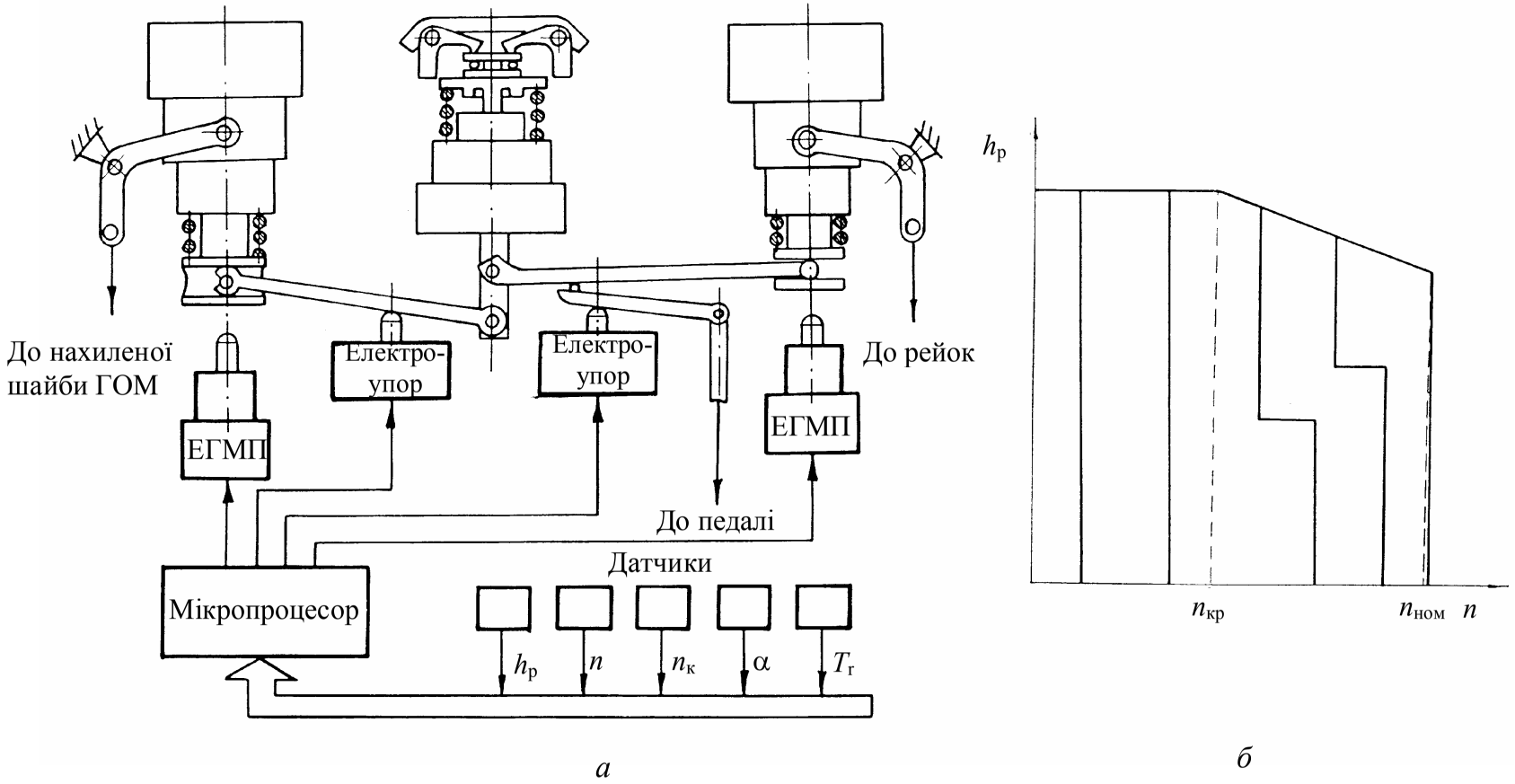



*Рисунок 4.110 – Електронно-гідромеханічний регулятор:*

*а* – схема регулятора; *б* – регуляторна характеристика;

$h_р$ – хід рейки; $n_к$ – частота обертання вала компресора наддуву; α – коефіцієнт надлишку повітря;

$T_г$ – температура випускних газів; ГОМ – гідрооб'ємний механізм; ЕГМП – електронно-гідромеханічна приставка

В основу такої розробки може бути покладений значний досвід створення у ХКБД (м. Харків) ЕР на вітчизняній елементній базі для дизельпоїздів, а також розробки НТУ “ХПІ” з цієї проблеми.

Обґрунтована відповідна схема вітчизняного ЕР для потужного транспортного дизеля, яку легко поширити і на САР двигунів наземних транспортних машин. Досвід провідних моторних фірм свідчить про перспективність таких розробок для НТМ.

Розглянемо ЕР швидкохідного дизеля відомої фірми “Bosch”. На рис. 4.111, 4.112 та 4.113 проілюстровані схемні принципи побудови такого ЕР для шестициліндрового дизеля із рядним ПНВТ.

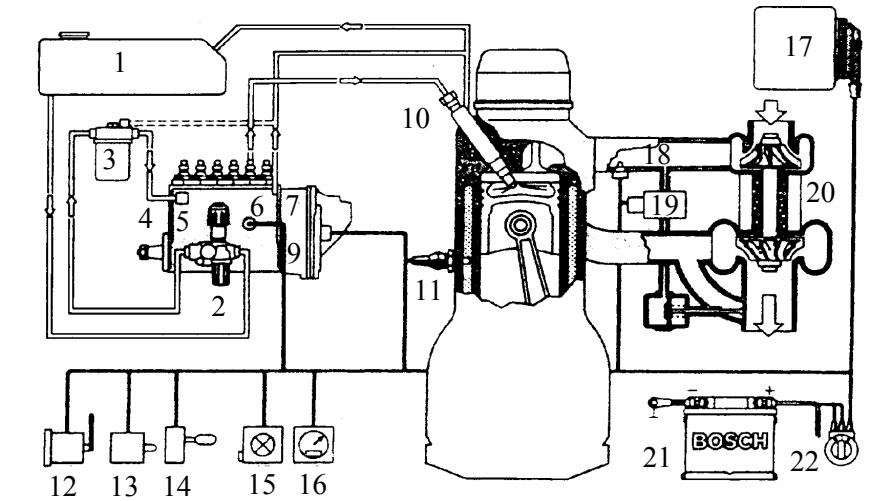



*Рисунок 4.111 – Функціональна схема електронного регулятора фірми Bosch:*

1 – паливний бак; 2 – паливоподавальний насос низького тиску; 3 – паливний фільтр; 4 – рядний ПНВТ; 5 – електричний пристрій зупинки двигуна; 6 – датчик температури палива; 7 – датчик ходу рейки; 8 – виконуючий механізм з соленоїдом лінійного переміщення; 9 – датчик обертів ПНВТ; 10 – форсунка; 11 – датчик температури охолоджувальної рідини; 12 – датчик на педалі акселератора; 13 – вимикачі гальм, стояночного гальма, зчеплення; 14 – робоча панель; 15 – контрольна лампа та підключення для діагностики; 16 – тахограф або датчик швидкості автомобіля; 17 – БСІ (електронний блок управління); 18 – датчик температури повітря; 19 – датчик тиску повітря для наддуву; 20 – турбокомпресор для наддуву; 21 – акумулятор; 22 – вимикач стартера і накальник свічок

Підкреслимо, що електронні регулятори, як свідчить практика, не потребують принципової реконструкції всієї традиційної системи паливо-

подачі. Чутливі елементи, виконуючі механізми встроюються або налаштовуються на існуючі ПНВТ. Для реалізації ЕР на НТМ достатньо лише створення відповідних, хоча і різноманітних приводів та механізмів та підключення дизеля до мікроЕОМ.

З приведеного видно, що ЕР здатний керувати такими параметрами, котрі механічними регуляторами не спроможні були контролюватися. це насамперед такі важливі, як кут випередження запалювання, температура повітря для наддуву та його тиск, температури палива і охолоджувальної рідини, тощо. ЕР також здійснює обмін даними з іншими електронними системами автомобіля, наприклад, управління тягою, трансмісією; це означає, що ЕР може бути вбудованим у КСК всієї НТМ.

ЕР складається з трьох системних блоків (див. рис.4.112):

1 – датчики і генератори зовнішніх впливів (від педалі акселератора, вимикача гальм, зчеплення та ін.);

12 – БСІ, який використовує програмні алгоритми управління для переробки сигналів датчиків у відповідні вихідні командні сигнали;

17 – виконавчий механізм (соленоїдний привід) для перетворення вихідних сигналів від ЕР в механічний рух керованої рейки ПНВТ. Виконуючий механізм закріплено на паливному насосі; він пересуває керовану рейку за допомогою лінійного соленоїда).

ЕР використовує цифрові технології. Схема електричних кіл електронного регулятора показана на рис. 4.113.

Наведені матеріали свідчать, що створення двигунів НТМ з електронними регуляторами є цілком реальним. Вітчизняні розробники перспективних двигунів повинні сміліше застосовувати їх у САР українського виробництва.

Поєднання переваг конструкцій двигунів типу 6ТД та чотиритактних модифікацій з перевагами ЕР дозволить підняти конкурентоспроможність українських двигунів на світовий рівень, за деякими параметрами й з перевищенням такого.

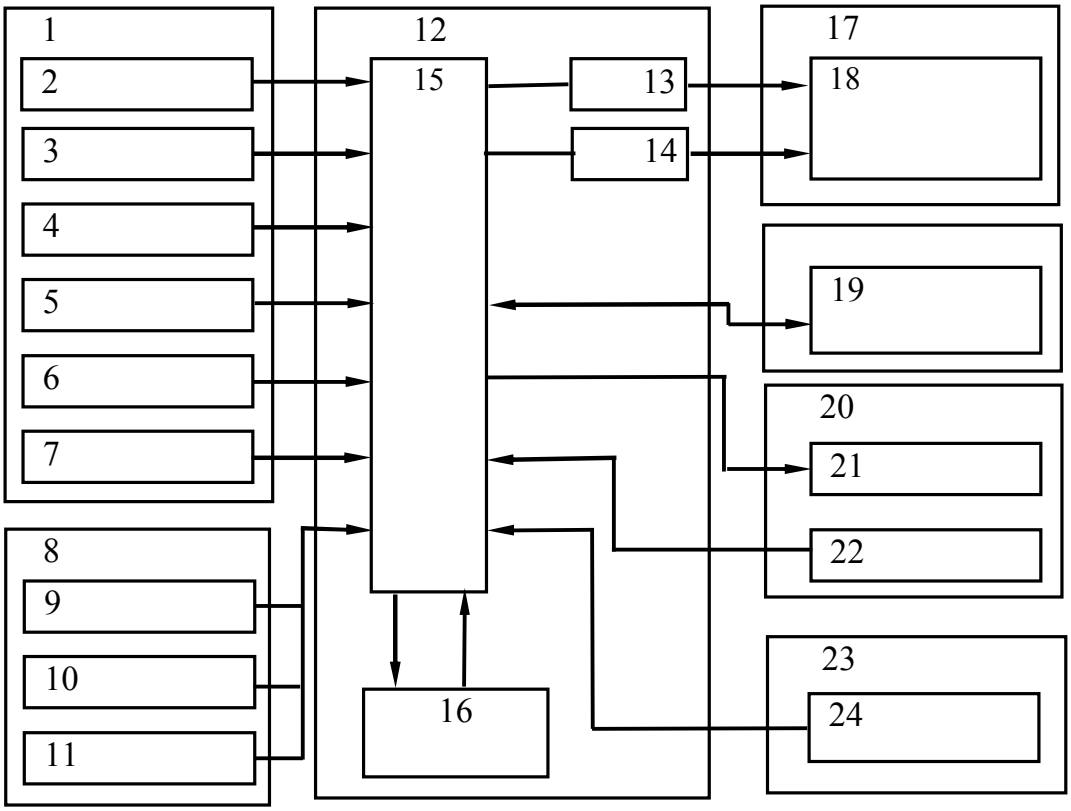



*Рисунок 4.112 – Блоки електронного регулятора:*

1 – датчики: 2 – тиску повітря для наддуву; 3 – температурні (охолоджувальна рідина, повітря, паливо); 4 – обертів ПНВТ; 5 – установчий сигнал обертів; 6 – ходу рійки ПНВТ; 7 – швидкості автомобіля. 8 – генератори зовнішніх впливів: 9 – датчик на педалі акселератора; 10 – робоча панель (оберти двигуна, проміжні оберти); 11 – вимикачі тормозів, зупиночного гальма, зчеплення; 12 – БСІ (блок керування): 13 – кількість вприскнутого палива; 14 – зупинка; 15 – мікропроцесор; 16 – бази даних, криві характеристик. 17 – приводи: 18 – ПНВТ; 19 – діагностичний блок; 20 – КСК автомобіля; 21 – надходження даних; 22 – перевищення паливоподачі; 23 – програмування варіантів; 24 – пристрій програмування (тільки для програми даних)

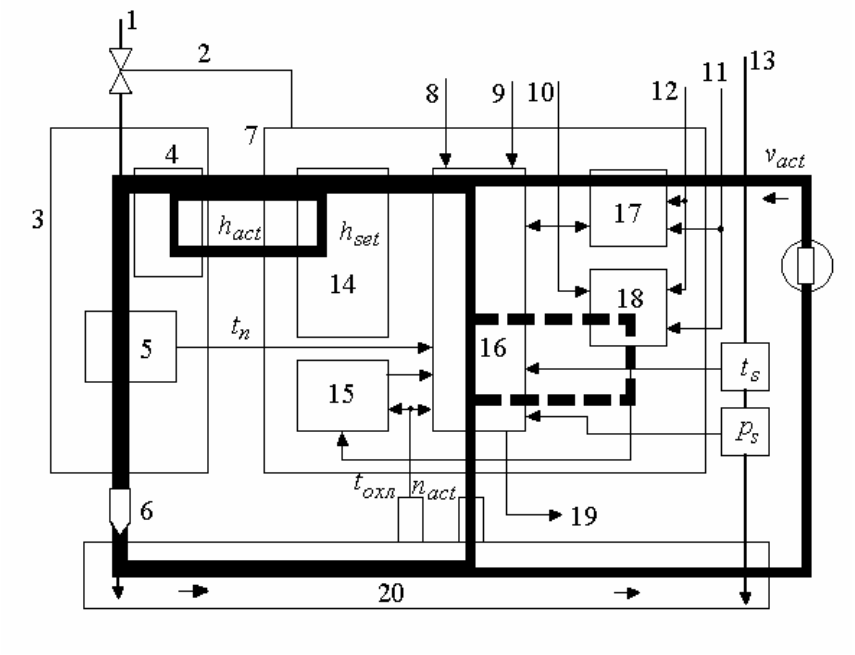



*Рисунок 4.113 – Керуючі ланцюги ЕР:*

$n_{act}$ – дійсна кількість обертів ПНВТ; $n_{set}$ – установче значення обертів ПНВТ; $p_s$ – тиск повітря для наддуву; $h_{act}$ – дійсний хід рейки; $h_{set}$ – установче значення ходу рейки; $h$ – сигнал про дійсний хід рейки; $t_{пал}$ – температура палива; $t_s$ – температура повітря; $t_{охл}$ – температура охолоджуючої рідини; $\vartheta_{act}$ – дійсна швидкість автомобіля; $\vartheta_{set}$ – установче значення швидкості автомобіля;
1 – паливо; 2 – увімкнення/вимкнення пристрою зупинки двигуна;3 – рядний ПНВТ; 4 – механізм приводу; 5 – температура палива; 6 – форсунка; 7 – БСІ; 8 – установка педалі акселератора; 9 – надлишкова кількість палива; 10 – гальма, стояночне гальмо; 11 – зчеплення; 12 – робоча панель ($\vartheta_{set}$, $n_{set}$);13 – повітря; 14 – керування положенням рейки; 15 – керування кількістю палива при запуску; 16 – керування $g_ц$; 17 – контролер швидкості автомобіля; 18 – керування холостим ходом/проміжними обертами; 19 – вихід сигналу на дозування паливоподачі; 20 – двигун і автомобіль

## *Контрольні запитання та завдання*

1. Яке призначення системи паливоподачі?
2. Які функції контурів низького та високого тиску палива на двигуні?
3. Сформулюйте та обґрунтуйте вимоги до паливних систем двигунів НТМ.
4. Сформулюйте методи дозування циклових подач палива та регулювання кута початку паливоподачі.

5. Які особливості конструювання плунжерних пар?

6. Обґрунтуйте характеристики розпилювання палив для двигунів НТМ.

7. Який вплив мають шкідливі об’єми форсунки на екологію двигуна?

8. Сформулюйте заходи підвищення надійності паливної апаратури форсованих дизелів.

9. Які переваги має насос-форсунка?

10. Які конструктивні особливості відрізняють відцентрові компресори?

11. Які схеми турбонаддуву застосовуються для двигунів НТМ?

12. Як підвищити ефективність ТК?

13. Як підвищити ефективність холодильника наддувного повітря?

14. Які фізико-хімічні показники масел, що застосовуються для двигунів НТМ?

15. Сформулюйте вимоги до масляної системи.

16. Які засоби очищення масел застосовуються для двигунів НТМ?

17. Сформулюйте принципи вибору центрифуг.

18. Сформулюйте вимоги до систем охолодження.

19. Які конструктивні особливості відрізняють системи охолодження двигунів НТМ?

20. Сформулюйте способи підвищення кавітаційного запасу ДВЗ.

21. З яких етапів складається процес пуску ДВЗ?

22. Які способи пуску використовуються для двигунів НТМ?

23. Сформулюйте вимоги до регуляторів двигунів НТМ.

24. Які характеристики регулювання треба забезпечити для двигунів НТМ?

25. Які критерії характеризують оптимальність режимів роботи двигунів НТМ?

26. Сформулюйте переваги електронних регуляторів ДВЗ.

# Глава 5. КОМПОНОВКА, КОНСТРУКТИВНІ РІШЕННЯ ТА ТЕХНІЧНИЙ РІВЕНЬ ДВИГУНІВ НТМ

Двигуни НТМ розробляються у найбільш розвинених країнах, оскільки їх створення пов'язане з великими матеріальними витратами.

Для відпрацювання двигуна НТМ необхідні 10...12 років; треба також виготовити 50...60 дослідних зразків. Їхнє напрацювання на стендах повинно складати 12...15 тис. год., а пробіг у складі НТМ 75...100 тис. км. Тільки такі великі об'єми випробувань дозволяють реально перевірити роботу двигуна у всіх можливих кліматичних і шляхових умовах та гарантувати його надійне функціонування. При серійному виробництві виникає необхідність у доопрацюванні двигуна згідно з рекламаціями, які з'являються тільки у продукції широкомасштабного виробництва і використання.

Вказані труднощі розробки особливо стосуються форсованих двигунів НТМ, до яких відносяться модифікації з літровою потужністю $N_л$ = = 30...70 кВт/л. Такий високий та надвисокий рівні форсування вимагають нетрадиційних, навіть нестандартних, конструкторсько-технологічних підходів, про які йдеться у даному підручнику.

НТМ призначені для тривалого використання і потребують великих витрат на конструктивні розробки, доведення конструкції, підготовку й організацію серійного виробництва. За строк служби доводиться постійно модернізувати двигуни НТМ, аби їх технічний рівень завжди відповідав зростаючим вимогам до НТМ. Це пов'язано із збільшенням маси машин. Тому для зберігання рухливості треба одночасно збільшувати потужність двигуна. Отже, у конструкції двигуна повинні бути закладені можливості подальшого збільшення агрегатної (і літрової) потужності з метою забезпечення життєвого циклу НТМ на термін до 30 років. З цього приводу виникають додаткові труднощі при створенні нових двигунів для НТМ.

У сучасних НТМ використовуються двох -, чотиритактний та газотурбінні двигуни. Постійно конкурують тенденції перспективного розвитку вказаних типів двигунів за об'ємом МТВ, паливною економічністю, вартістю, технологічністю, кліматичним пристосуванням і т. ін. Таке суперництво дозволяє вдосконалювати кожний з означених типів двигунів НТМ і більш системно визначити й обґрунтувати перспективу його розвитку.

Зробимо зауваження, яке стосується використання для НТМ газотурбінних двигунів (ГТД). Відомо, що на сьогодні такі двигуни не знайшли широкого застосування для НТМ (виняток – розробка фірми "Авко-Лайкомінг", США, двигун AGT-1500). Використання ГТД для автомобілів, автобусів, енергонасичених тракторів поки що так і залишилося тільки спробами. І тому є вагомі причини: ходова паливна економічність ГТД на 50...70 % гірша, ніж у ДВЗ; вони конструктивно та технологічно переускладнені; питома вартість ГТД у 3...5 разів вище, ніж у поршневого двигуна і т.д. Загально визнано, що деякі переваги ГТД (відсутність системи охолодження, зменшення витрати масла, рівня вібрацій, димності, дещо краща пристосованість) не перевищують їх принципових і суттєвих недоліків. З урахуванням сказаного, у даному підручнику ГТД не розглядаються, а можна скористатися спеціальною літературою стосовно цього типу двигунів, наприклад, з авіаційних ГТД.

Нижче у цій главі розглядаються компоновочні рішення, технічний рівень і конкурентоспроможність ДВЗ для НТМ. По можливості викладені всі основні конструктивні особливості та заходи щодо реалізації надвисоких робочих параметрів по кожному з наведених сучасних високофорсованих двигунів НТМ провідних фірм світу.

### 5.1. Двотактні форсовані двигуни НТМ

Двотактні двигуни використовуються на НТМ, розроблених в Англії, Японії, Росії, Україні та ін.

Для цих двигунів характерні високі габарити та літрова потужність, що вимагає створення складної конструкції поршня, ефективних засобів наддуву, паливної апаратури, заходів щодо поліпшення напруженого тепломеханічного стану деталей ЦПГ. Їхня вартість дещо вища, ніж чотиритактних двигунів, однак, завдяки меншій тепловіддачі, вони забезпечують

менші об’єми МТВ, що є однією з найважливіших вимог при розробці НТМ.

### 5.1.1. Двигуни фірми “Layland”

Англійською фірмою “Layland” випускається ряд 6-циліндрових, двотактних, з вертикальним розташуванням циліндрів та зустрічно рухливими поршнями, багатопаливних дизелів рідинного охолодження з безпосереднім вприскуванням палива та наддувом від приводного об’ємного нагнітача – марки 6ДН11,75/2х14,6. Залежно від використання двигун може мати потужність 480...600 кВт.

Фірма почала розробку дизеля у 1953 році, а серійне виробництво його здійснюється з 1963 року (спочатку потужність двигуна не перевищувала 480 кВт). У результаті доробки конструкції потужність двигуна у 1975 році була збільшена до 550 кВт, а двигун отримав позначення L-60МК8.

Загальний вигляд двигуна та основні характеристики показані на рис. 5.1, поруч наведені і показники його технічного рівня.

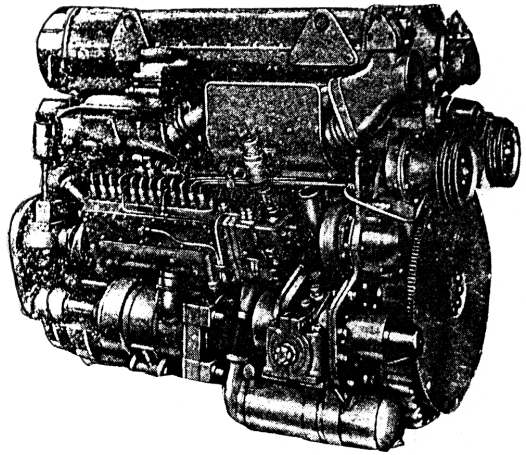
Відбір потужності від двигуна виконується від проміжної шестірні. При частоті обертання колінчастого вала 2250 $хв^{-1}$ вал відбору потужності має частоту 2812 $хв^{-1}$.

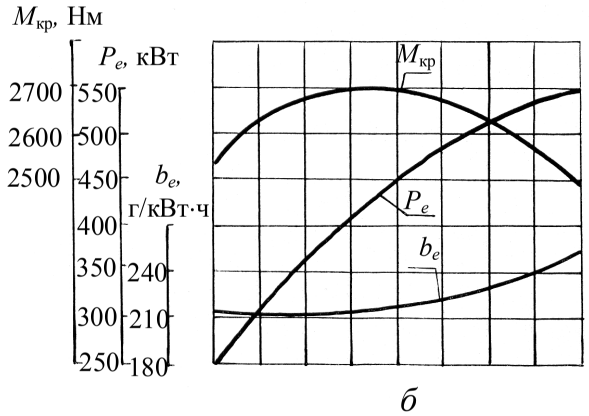
*Блок циліндрів* – чавунний, виконаний за навантаженою схемою, з індивідуальним підведенням масла до корінних підшипників.

*Гільзи циліндрів* – мокрого типу виготовляються з легованого чавуну, встановлені у блоці з легкопресованою посадкою і фіксуються пальцем у центральному поясі. Для інтенсифікації охолодження центральний пояс має оребріння. Бандаж відсутній. У верхньому поясі розташовані випускні, а у нижньому – впускні вікна. Профілювання впускних вікон забезпечує інтенсивний обертальний рух потоку повітря у циліндрах.

*Поршень складеної конструкції* – чавунний корпус (стакан) та сталева накладка скріплені чотирма болтами. Накладка охолоджується маслом. У верхній частині накладки встановлюється розрізне жарове кільце та два сталевих напівтрапецієвидних кільця. У нижній зоні стакана поршня встановлені два маслозбірних кільця. Конструкція поршня показана на рис. 3.39.

*а*






*б*

*Рисунок 5.1 – Дизель L-60МК8 (фірма "Layland", Англія):*

*а*– зовнішній вигляд;

*б* – робочі характеристики

Показники технічного рівня дизеля L-60МК8

1. Максимальна потужність:
   у стендових умовах, кВт. . . . . 550
   в об'єктових умовах, кВт. . . . . 460
2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв.$^{-1}$. . . . . 2800
3. Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутильному моменті, хв.$^{-1}$. . . . . 1850
4. Коефіцієнт пристосованості. . . . . 1,14
5. Коефіцієнт робочих частот обертання. . . . . .1,4
6. Робочий об'єм, л. . . . . .19,0
7. Ступінь тиску. . . . . .16,75
8. Тиск наддуву, МПа. . . . . 0,142
9. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .0,785
10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . . . . 245
11. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 29,5
12. Габаритна потужність, кВт/л. . . . . 357
13. Суха маса, кг. . . . . 2044
14. Питома маса, кг/кВт. . . . . 3,65

*Шатун* виконаний із сталевої поковки, без механічної обробки тавра. Втулка верхньої головки шатуна виконана з біметалевої полоси: на сталеву основу із сталі 10 нанесена бронза БроС8-12. Вкладиші з триметалевої полоси: сталь 15 – бронза БрОС5-25 – свинець та індій. Конструкція шатуна показана на рис. 3.71.

*Колінчасті вали* відлиті з високоміцного чавуну, щоки не підлягають механічній обробці.

*Паливна система* складається з дванадцятиплунжерного паливного насоса високого тиску блочного типу, дванадцяти форсунок закритого типу (по дві форсунки на циліндр) та двох паперових паливних фільтрів. Для роботи на бензині й дизельному паливі передбачена зміна активного ходу плунжера.

На двигуні встановлений *об'ємний нагнітач* типу "RUT" для наддуву, який приводиться через еластичну муфту. Нагнітач забезпечує витрату повітря 1,3 кг/с при надлишковому тиску 0,042 МПа. Потужність на привід нагнітача складає близько 75 кВт. Температура повітря на етапі всмоктування складає близько 65 °С; коефіцієнт надлишку повітря 1,7.

*Система змащення* комбінована з сухим картером. Продуктивність нагнітального насоса 182 л/хв., тиск масла 0,42 МПа. Відкачувальні насоси встановлені в одному блоці з нагнітальним. На двигуні є повнопоточний масляний відцентровий фільтр.

*Система охолодження* – закритого типу, примусова, високотемпературна, циркуляційна. Підведення води до гільз забезпечується за допомогою двох насосів. Система охолодження має термостат золотникового типу з восковим елементом. Тиск у системі охолодження складає 0,07 МПа.

*Випускні трубопроводи* – роздільні, що обслуговують по три циліндри кожний, встановлюються з обох боків двигуна.

*Колінчасті вали* поєднані між собою п'ятьма прямозубими шестірнями, які виконуються з легованої сталі. Кожна шестірня встановлюється на двох роликових підшипниках важкої серії. Для зниження навантажень на передачу на кінцях впускного та випускного колінчастих валів установлені демпфери крутильних коливань рідинного типу.

На двигуні змонтовані та мають від нього привід два вентилятори.

Літрова потужність двигуна сягає 29,5 кВт/л, але у зв'язку із труднощами щодо забезпечення надійності при подальшому форсуванні двигуна L-60МК8 цей ряд дизелів не отримав розвитку і не вважається перспективним. Дана обставина обумовлена рядом непрогресивних конструктивних рішень, використаних у двигуні: розрізна конструкція жарового кільця, безбандажний циліндр, навантажений блок циліндрів, відсутність турбіни для приводу компресора наддуву.

### 5.1.2. Двигуни фірми "Mitsubishi"

Фірмою "Mitsubishi" створено типорозмірний ряд двотактних двигунів серії ZF, що складається із 4-, 6- та 10-циліндрових моделей із робочим об'ємом циліндра 2147 $см^3$, які мають потужність відповідно 261, 388 та 660 кВт. Двигуни розроблені на базі конструкції, що використовується для торпедних катерів.

Дизелі серії ZF мають такі особливості:

▲ всі дизелі V-подібні, з кутом розвалу 90°, з прямоточною клапанно-щілинною продувкою, турбонаддувом і повітряним охолодженням;

▲ у системі наддуву застосовані турбокомпресори з комбінованим приводом; повітря після компресора охолоджується в холодильнику повітря-повітряного типу;

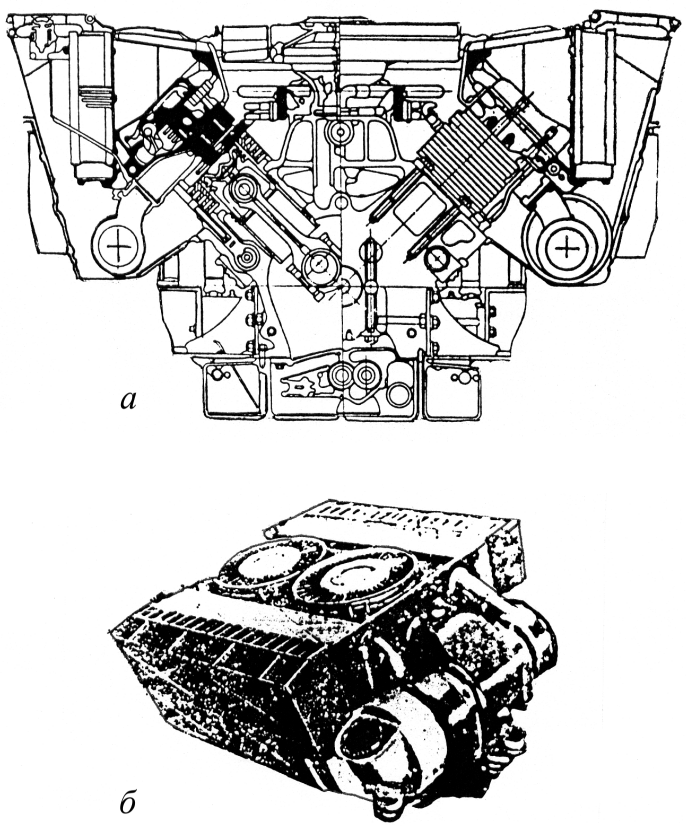
▲ головка виконана разом із циліндром та має масляне охолодження;

▲ поршні складеної конструкції з масляним охолодженням днища.

Зовнішній вигляд, поперечний переріз двигуна 10ZF21WT наведені на рис.5.2; поруч розміщено показники технічного рівня цього двигуна.

*Поршні* дизелів серії ZF складені, з масляним охолодженням днища, яке виготовлене зі сталі, тоді як корпус поршня – з алюмінієвого сплаву. Для зменшення впливу сил інерції на подачу масла до поршня у нижній головці шатуна встановлений запірний клапан, який знижує температуру в області першого поршневого кільця на 20 °С.

*Циліндри* двигуна мають повітряне охолодження, для чого у розвалі блоку встановлені два вентилятори. При максимальній частоті обертання колінчастого вала вони споживають потужність близько 90 кВт.



*а*

*б*

*Рисунок 5.2 – Дизель 10 ZF21WT:*

*а* – поперечний переріз;
*б* – зовнішній вигляд

Показники технічного рівня
дизеля 10 ZF21WT

1. Потужність максимальна, кВт. . . . . 660
2. Максимальна частота обертання колінчастого вала, $хв^{-1}$. . . . . .2200
3. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . . . .254
4. Кількість та розташування циліндрів. . . . . 10;V-90
5. Діаметр циліндра, мм. . . . . .135,1
6. Хід поршня, мм . . . . . 150,1
7. Робочий об'єм., л. . . . . .21,48
8. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 30,5
9. Маса, кг. . . . . .2218
10. Питома маса, кг/кВт. . . . . 3,35
11. Габарити, мм, у т.ч.
    довжина. . . . . 1456
    ширина. . . . . 1727
    висота. . . . . .1092
12. Габаритна потужність, кВт/$м^3$. . . . . 240

*Головки циліндрів* мають комбіноване охолодження – повітряно-масляне. Масло направляється для локального охолодження сідел клапанів та форсунок. Оптимальна прокачка масла через головку складає 10 л/хв. Тепловіддача у масло складає 2...3 %, тобто на теплобаланс двигуна вона практично не впливає, але є ефективним засобом локального охолодження термічно перенапружених зон головки циліндрів.

Дизель має *прямоточну продувку*. Впускні вікна розташовані у два ряди. Верхній ряд – це 22 тангенціальних отвори діаметром 12,5 мм, що спрямовані на дотичній лінії до дзеркала гільзи циліндру. Нижній ряд має 27 радіальних отворів такого ж діаметра.

*Випуск відпрацьованих газів* здійснюється крізь чотири клапани, розташовані в головці циліндра. Привід до них здійснюється через одне коромисло та дві траверси, які діють на клапани. Профіль кулачка виконано параболічним.

На двигуні установлений блочний, рядний *паливний насос* високого тиску золотникового типу з відцентровою муфтою випередження подачі палива, яка забезпечує глибину регулювання до 20 град. П.К.В.

*Паливна форсунка* – закритого типу, чотиридирчаста, з отворами діаметром 0,4 мм та конусом розпилювання 160°.

*Система наддуву* – комбінована, має два турбокомпресори з газовим зв’язком та додатковим жорстким зв’язком від колінчастого вала. На механічний привід компресора в режимі максимальної потужності витрачається не більше 7 % ефективної потужності.

Компресор – відцентрового типу, а турбіна – осьова. При частоті обертання колінчастого вала двигуна 2200 $хв^{-1}$ максимальна частота обертання вала ТК складає 33000 $хв^{-1}$.

Усі двигуни ряду ZF мають *охолоджувач повітря*, яке нагнітається; він являє собою теплообмінник повітря-повітряного типу. Застосування проміжного охолодження повітря дозволяє збільшити потужність дизеля на 20 %.

*Випускний колектор* – перемінного перерізу, імпульсний, з частотою імпульсів 90°, що позитивно позначається на газообміні.

*Двигун багатопаливний*: пристосований для роботи на дизельному пальному, авіаційному керосині та бензині. Витрати потужності на режимі

максимальної потужності двигуна складають: при роботі на авіаційному керосині – 13 %, на бензині – 25 % у порівняно з роботою на дизпаливі.

Цей двотактний дизель порівняно з попереднім англійським двигуном має свої переваги, перш за все пов'язані з системою наддуву: комбінований наддув на основі двох ТК з охолодженням наддувочного повітря та ін.

Однак використання повітряного охолодження двигуна, на нашу думку, ставить під сумнів можливості подальшого форсування двигуна, хоча сьогоднішній рівень $N_л$ = 30 кВт/л вже не вважається перспективним.

### 5.1.3. Двигун 5ТДФ вітчизняного виробництва

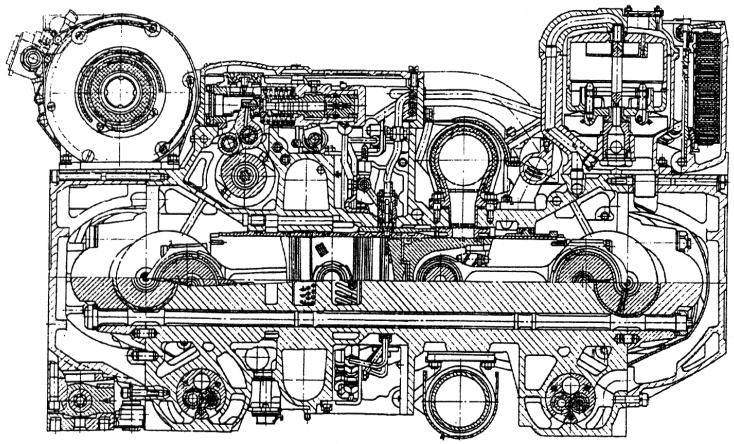
Двигун 5ТДФ (6ДН 12/2х12) являє собою вітчизняну розробку п'ятициліндрового багатопаливного, двотактного турбопоршневого дизеля з протилежно-рухливими поршнями, рідинним охолодженням, прямоточною продувкою, горизонтальним розташуванням циліндрів і двобічним відбором потужності.

Поперечний переріз та зовнішній вигляд двигуна показані на рис.5.3., поруч наведені показники його технічного рівня.

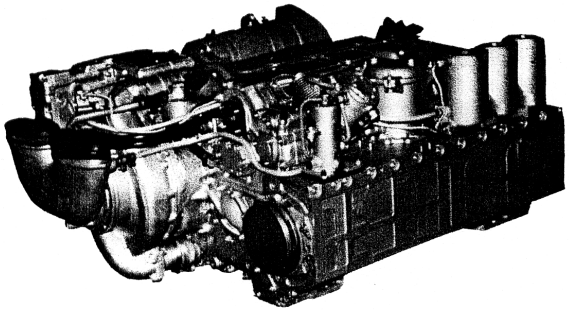
При розробці двигуна використані досягнення науки і техніки щодо матеріалів, технологій та досвіду розробки високофорсованих дизелів. Його випуск здійснюється десятиріччями, але й сьогодні його параметри не гірші, ніж у сучасних двигунів НТМ інших фірм світу. Це обумовлено і тим, що двигун 5ТДФ створювався відразу для екстремальних умов використання, які характеризуються високими динамічними і тепломеханічними навантаженнями.

Двигун укомплектований вузлами (агрегатами), що обслуговують як двигун, так і НТМ, у т.ч.:

- фільтрами тонкого очищення палива;
- масляним і відцентровим фільтром;
- повітряним компресором високого тиску та вузлами, які забезпечують його функціонування: вологомасловідокремлювачем, автоматом тиску;
- системою підігрівання повітря при пуску;
- стартер-генератором, що має потужність у стартовому режимі – 19 кВт, в генераторному – близько 7 кВт і т. ін.



*а*



*б*

*Рисунок 5.3 – Двигун 5ТДФ:*
*а* – поперечний переріз;
*б* – зовнішній вигляд

Параметри технічного рівня дизеля 5ТДФ

1. Максимальна потужність, кВт:
   у стендових умовах. . . . . .535
   в об’єктових умовах. . . . . 450
2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$. . . . . .2800
3. Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті, хв$^{-1}$. . . . . 2050
4. Коефіцієнт пристосованості. . . . . 1,12
5. Коефіцієнт робочих частот обертання. . . . . .1,36
6. Робочий об’єм., л. . . . . 13,6
7. Тиск наддуву, МПа. . . . . 0,24
8. Ступінь стиску. . . . . 16,5
9. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . . . . 238
10. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . 0,83
11. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 39,4
12. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . .658
13. Суха маса, кг. . . . . 1040
14. Питома маса, кг/кВт. . . . . 1,94

Основною відміною двигуна є *горизонтальне розташування циліндрів*, яке забезпечує його малу висоту і поперечне розташування у МТВ, що дозволяє передати потужність на КПП без проміжних ланцюгів. Крім того, в силу конструктивних особливостей двигун має малу тепловіддачу у воду та масло, що дозволяє створити МТВ малого об'єму за двоярусною схемою, в якій на першому поверсі розташований двигун, а на другому – система охолодження.

*Двигун багатопаливний.* Працює на всіх видах дизпалив (у тому числі – із вмістом сірки до 0,5 %), бензинах А72, А76, А93 із домішкою 25 % масла та реактивних паливах ТС1, ТС2 і їхніх сумішах.

При використанні малов'язкого масла $М8В_2С$ забезпечується холодний пуск двигуна до температури зовнішнього середовища – 25 °С.

Конструкція двигуна дозволяє використовувати його при температурах зовнішнього середовища ± 40 °С, на висотах до 3000 м, при дії високих прискорень, інею, роси і т. ін.

*Блок циліндрів* являє собою складну відливку, що виконана з алюмінієвого сплаву АЛ-5, в якій розміщені водяні, масляні і повітряні порожнини. Блок виконаний за розвантаженою схемою; зусилля від тиску газів сприймаються спеціальними болтами, що звуться анкерами. Анкери притискують сталеві підвіски до блока, обробка якого ведеться у стиснутому стані.

*Циліндри* виконані зі сталі 38ХМЮА, внутрішня поверхня азотована, зовнішня – вкрита хімічним нікелем. Для поліпшення охолодження центральна частина (пояс) має 36 спіральних ребер. Для посилення центрального пояса на нього напресований бандаж. Циліндр установлений у блок на 12 гумових ущільнювальних кільцях, які одночасно виконують функцію амортизаторів. В осьовому напрямку циліндр фіксується стопором. Повітря у циліндр входить через три ряди продувочних отворів, які мають перемінний тангенціальний нахил відносно стінки циліндра. Перший ряд із боку КЗ має нахил 30°, другий – 15°, а третій розташований радіально. Випуск відпрацьованих газів здійснюється крізь прямокутні вікна. Перемички між вікнами охолоджуються.

На двигуні застосована *складена конструкція поршня* зі сталевою накладкою зі сплаву ЕІ283, яка закріплена чотирма болтами на корпусі, виконаному зі сплаву АК4-1. Указаний комплект забезпечує зниження те-

мператури вздовж висоти поршня від 900 до 150 °С. На поршні запроваджені нарізне жарове кільце та сталеві ущільнювальні й маслозбірні кільця. Конструкція поршня показана на рис. 3.38.

*Шатун* – повністю оброблений, відполірований та віброгалтований, виготовлений зі сталі 18Х2Н4МА. Верхня головка шатуна азотована. Вздовж азотованої поверхні переміщується втулка, що є внутрішньою обоймою підшипника катання. У нижній голівці шатуна установлені тонкостінні вкладиші, залиті свинцевистою бронзою БрС-30.

*Колінчасті вали* виконані з легованої сталі 18Х2Н4МА, повністю оброблені, відполіровані, азотовані. Кут заклинки кривошипів 72° і забезпечує порядок роботи 1-4-2-5-3. Випускний колінчастий вал випереджує впускний на 10° у зв'язку з кутовим зміщенням. Потужність, що знімається з впускного колінчастого вала, складає 30 %, а випускного – 70 %. Зв'язок валів здійснюється за допомогою головної передачі. Для зменшення динамічних нагрузок у шестірнях цієї передачі на впускному колінчастому валу встановлена пружна муфта, що знижує власну частоту коливань. Підведення масла до колінчастих валів – центральне, з додатковим центрифугуруванням масла у порожнинах шатунних шийок.

*Система змащення* комбінована, з насосом передпускового прокачування, повнопоточною масляною реактивною центрифугою, сухим картером. Продуктивність масляного нагнітального насоса складає 5500... 6000 л/год. при тиску 1,2...1,6 МПа. При вказаних параметрах масло надходить до центрифуги та до 20 % його зливається у картер. Ротор центрифуги обертається із швидкістю 7000...8000 $хв^{-1}$. Евакуація масла із картера здійснюється двома відкачувальними насосами, сумарна продуктивність яких складає 19000 л/год.

*Система охолодження* – рідинна, високотемпературна, закритого типу, із примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини. Циркуляція води здійснюється насосом центробіжного типу з лопатками, що загнуті назад. Продуктивність насоса не менше 30 $м^3$/год при протитиску 0,3 МПа. Для підвищення кавітаційного запасу на вході до насоса встановлено інжектор. За рахунок затягування пароповітряного клапана в системі охолодження забезпечується тиск не менш, ніж 0,28 МПа, що дозволяє працювати при температурі охолоджувальної рідини 110...115 °С. Герметичність системи перевіряють опресуванням. Для запобігання порушень нормальної

роботи системи охолодження передбачене паровідведення з центрального пояса гільзи циліндра у розширювальному бачку.

*Паливна система* складається з контурів низького та високого тиску. Контур низького тиску складається із паливопідкачувального насоса коловоротного типу (подає паливо з баку до паливних насосів) та фільтра тонкого очищення палива. Продуктивність насоса при розрядженні на вході 150 мм рт.ст. та тиску на вході 0,35 МПа складає 13,5...15,0 л/хв. У фільтрі тонкого очищення палива як фільтрувальні елементи використовується картон КФДТ-1, який забезпечує тонкість відсіву 5...7 мкм при повноті відсіву 90 %. Контур високого тиску складається з насоса, форсунок та трубопроводів. Насоси високого тиску – індивідуальні, золотникового типу, з безпосереднім приводом, постійним ходом плунжера. Корпуси насосів сталеві, гільза та плунжер виконані зі сталі ШХ-15. Гільза і плунжер притираються і складають єдиний комплект. Зазор у парі "гільза – плунжер" складає: у верхній зоні 1...3 мкм, у нижній – 3...5 мкм. Таке розподілення зазорів дозволяє забезпечити високий тиск вприску та значне антизадирання. На двигуні встановлюються по чотири форсунки на циліндр. Форсунки напівзакритого типу, із запірною кулькою, що відкривається при тиску 9...9,5 МПа за ходом паливного потоку. Відзнакою форсунок є їхні малі габарити та висока надійність завдяки відсутності прецизійних деталей.

*Система регулювання* складається із всережимного регулятора частоти обертання непрямої дії з механізмами корекції та обмежень подачі палива за визначених умов експлуатації.

*Система повітропостачання* складається із відцентрового компресора та осьової турбіни, що розташовані з різних боків двигуна і пов'язані між собою ресорою (рис. 5.3, а). Компресор, крім того, має додатково механічний зв'язок з двигуном. На режимі максимальної потужності компресор створює тиск 0,24 МПа. При цьому величина потужності, яка витрачається на привід робочого колеса, складає 160 кВт. Біля 50 % від указаної потужності віддає турбіна, інше компресор отримує від колінчастого вала через редуктор, який забезпечує передавальне відношення до робочого колеса $i$ = 11,6. Гази від циліндрів до турбіни подаються по двох неохолоджуваних випускних колекторах. Компенсація переміщень здійснюється за допомогою сильфонів.

На двигуні передбачений *електричний пуск* та як аварійний варіант – пуск стисненим повітрям. Можливе використання обох способів пуску одночасно (головний – електричний привід колінчастого вала, та допоміжний – його повітряна розкрутка). Крім того, передбачені засоби полегшення пуску – автономний факельний підігрів та дозоване вприскування масла у циліндри. Застосування вказаних засобів дозволяє при використанні малов'язкого масла М8$В_2$С забезпечити "холодний" пуск двигуна при температурі навколишнього середовища до мінус 25 °С за термін 30 с.

Аналіз конструктивних, компоновочних особливостей двигуна, його вузлів та найвідповідальних деталей свідчить про їх відповідність усім показникам технічного рівня, наведеним вище у цьому ж розділі.

### 5.2. Чотиритактні форсовані двигуни НТМ

Протягом післявоєнних років і до середини 90-х років минулого сторіччя у провідних країнах світу розроблені та серійно випускаються друге та третє покоління НТМ; відтепер почалася та ведеться розробка нового покоління – перспективних моделей НТМ зразків 2000-го і подальших років. Таким чином, якщо вважати першим покоління НЗТ, які домінували у другій світовій війні, то в теперішній час створюються НТМ четвертого покоління. Створення нових НТМ вимагає розробки нових двигунів для цих машин, які матимуть ще більшу літрову потужність; при цьому порівняно з 1950 роком вона зросте у 2 й більше разів, сягаючи $N_л \geq$ 1100 кВт ($N_л \geq$ 55...60 кВт/л).

Змінюються підходи і тенденції створення двигунів НТМ. Якщо двигуни другого і третього поколінь розроблялися на базі двигунів народногосподарського призначення, то двигуни четвертого покоління створюються винятково для використання на НТМ. При цьому такі двигуни матимуть ще більше форсування, зростуть їхні габаритна потужність і компактність, паливна економічність та прийомістість. Вони матимуть полегшений пуск, зручне обслуговування, легку заміноздатність при експлуатації, більш ефективні засоби автоматизації керування двигуном та НТМ в цілому.

Такі підходи до проектування дозволять зменшувати об'єм МТВ навіть при суттєвому збільшенні потужності двигуна, що потрібно для посилення рухомості машин.

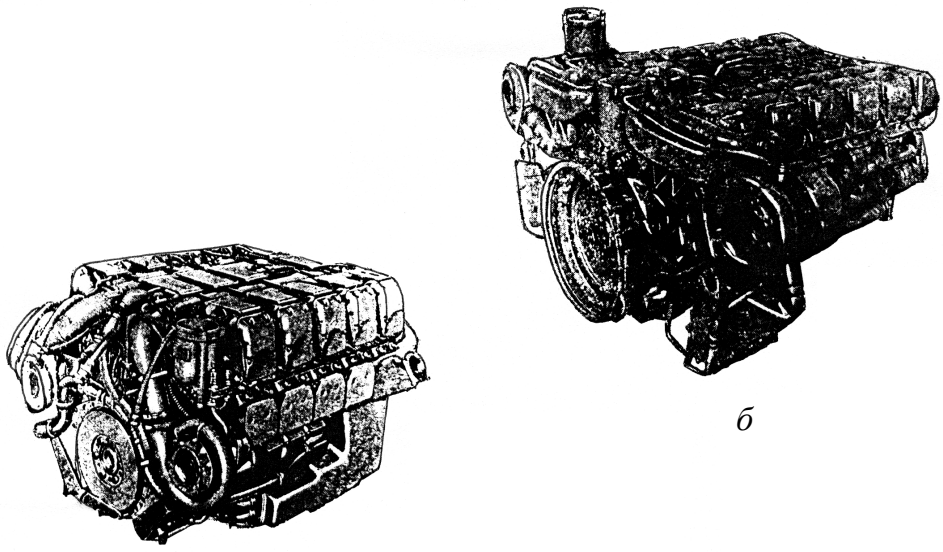
Реалізацію означених тенденцій пов'язують з розробкою перспективних форсованих чотиритактних двигунів НТМ, чим займаються провідні фірми Німеччини, США, Англії, Франції, України, Росії тощо.

### 5.2.1. Двигуни фірми MTU

У Німеччині створенням двигунів для НТМ займається потужна фірма "MTU" ("Motoren und Turbinen Union").

Створено типорозмірний ряд дизелів типу MB838 (двигуни другого, третього поколінь), що базуються на прототипах для великовагомих автомобілів та ін. Цей ряд включає 6-, 8-, 10-, 12-циліндрові модифікації.

Типовим є двигун MB838-CaM500, який являє собою 10-циліндровий чотиритактний передкамерний дизель рідинного охолодження потужністю 610 кВт при 2200 хв$^{-1}$. Зовнішній вигляд його показаний на рис. 5.4, а.



*а* *б*

*Рисунок 5.4 – Зовнішній вигляд двигунів НТМ фірми MTU:*
*а* – дизель MB838-CaM500; *б* – дизель MB873-Ka501

Конструкція *блоку циліндрів* V- подібна з кутом розвалу 90°, має високу компактність та жорсткість. Основні силові елементи (блок–картер, головки циліндрів, поршень) виготовлені з легких сплавів.

*Головки циліндрів* – індивідуальні, з розташованою по центру передкамерою і чотирма клапанами у кожному циліндрі.

*Гільзи циліндрів* виконані з чавуну мокрого типу, ущільнюються у розточках блока гумовими кільцями.

*Поршні* виконуються з висококремністого сплаву фірмою “Male” й охолоджуються маслом.

*Шатуни* – центральні, поруч розташовані, з косим розйомом.

*Колінчастий вал* – сталевий, повноопорний, з противагами й гідравлічним гасителем крутних коливань. Вал опирається на підшипники з триметалевого матеріалу.

*Паливний золотниковий насос* – блочного типу і впускні колектори розташовані в розвалі блоку циліндрів.

*Наддув* здійснюється від двох приводних відцентрових компресорів, що містяться у передній частині двигуна. Для запобігання привода компресора від динамічних перевантажень передбачені відцентрові фрикційні муфти.

*Система охолодження* – рідинна, закрита, циркуляційна, високотемпературна. Абсолютний тиск у системі 0,16 МПа. Допустима тривала температура у системі до 93 °С; короткочасна (до 10 хв.) – не більше 105 °С. Охолодження води здійснюється вентилятором, який включається термодатчиком. Витрати потужності на вентилятор складають близько 90 кВт. ємність системи 165 л.

*Система змащення* – комбінована, циркуляційна, з сухим картером; ємність системи 66 л. У масляному баку (ємність 40 л) установлений теплообмінник. При зниженні тиску у системі нижче 0,1 МПа двигун автоматично зупиняється.

Основним засобом пуску є *електростартер*. Для полегшення пуску ступінь стиску підвищений до 19,5, а також введений передпусковий підігрів повітря у передкамері з допомогою свічок накалювання. “Холодний” пуск двигуна забезпечується при температурі навколишнього середовища не нижче 18 °С.

Двигун агрегатується із трансмісією і системами, які його обслуговують, що дозволяє виконувати заміну силової установки у термін 15...20 хв.

Двигун МВ873-Ка501 (рис. 5.4,б) являє собою подальший розвиток типорозмірного ряду двигунів типу МВ838-СаМ500. У ньому збережені основні конструктивні рішення прототипу: передкамерне сумішоутворен-

ня; V- подібна компоновка з тим же кутом розвалу; агрегатування двигуна із системами охолодження, змащення, гідромеханічною трансмісією та інш.

Літрова потужність двигуна збільшена до 23,1 кВт/л (на 40 %), відповідно зменшений габаритний об'єм двигуна (з 1,98 до 1,46 $м^3$, тобто на 33 %). Це дозволило забезпечити високу габаритну потужність 753 кВт/л, що є однією з самих високих для двигунів такого класу.

Однак через великі відносні поверхні двигуна сумарна тепловіддача від нього і трансмісії зросла до 810000 ккал/год. Тому потужність, яку втрачають на привід вентиляторів, також суттєво зростає до 130...150 кВт. Застосована нова конструкція теплорозсіювальних агрегатів (кільцевий радіатор з вентилятором у центрі); але і цей захід не забезпечує задане тепловідділення при потужності понад 700 кВт. Останнє є межею форсування двигуна щодо літрової потужності; це гальмує перспективну тенденцію (і необхідність) подальшого розвитку двигунів НТМ.

Ураховуючи вказані обмеження, фірма "MTU" розробила для НТМ четвертого покоління перспективний двигун MT883 (рис. 5.5); поруч показані і характеристики технічного рівня двигуна.

Він має дещо меншу розмірність (на 18...25 % відповідно за діаметром і ходом поршня проти двигуна MB873-Ka501), суттєво більшу літрову потужність (на 72 %). Величина $N_л$, таким чином, наблизилася до такого ж показника вітчизняного двигуна 5ТДФ, хоча останній і належить до 2-3-го поколінь. Суттєво зменшена висота двигуна (до 660 мм проти 581 мм у двигуна 5ТДФ).

Накладені силуети двигунів фірми "MTU" показані на рис. 5.6. Порівняння двигунів трьох поколінь засвідчить, що перспективний дизель MT883 має беззаперечні переваги порівняно з іншими модифікаціями і за габаритами.

У двигуні MT883 застосований безпосереднє вприскування палива (що дозволило поліпшити паливну економічність на 7 %); газотурбінний наддув від двох ТК, розташованих на торцях двигуна; проміжне охолодження повітря для наддуву; індивідуальні паливні насоси; відключення на часткових режимах подачі палива в циліндри одного із блоків та ін.

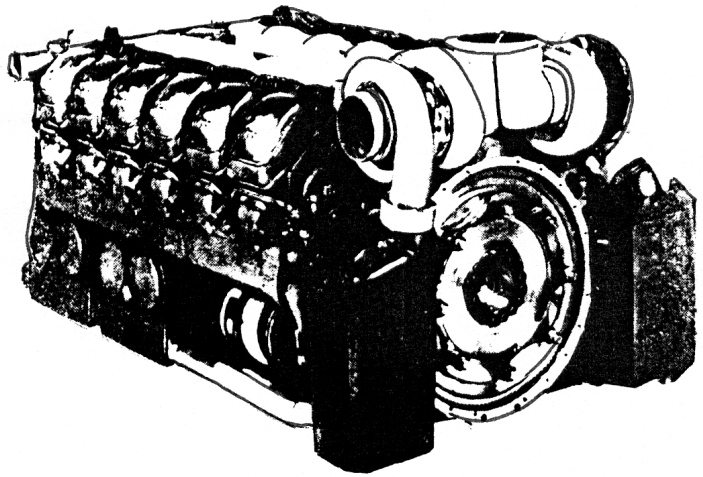


*Рисунок 5.5 – Дизель МТ883, зовнішній вигляд*

Показники технічного рівня двигуна МТ883

1. Діаметр циліндра, мм. . . . . .144
2. Хід поршня, мм. . . . . 140
3. Кількість, розташування циліндрів. . . . . .12;V-90°
4. Робочий об’єм, л. . . . . .27,4
5. Максимальна потужність, кВт. . . . . .1100
6. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$. . . . . 3000
7. Середня швидкість поршня, м/с. . . . . .14
8. Дійсний ступінь стиску . . . . . 16
9. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .1,75
10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). .240
11. Коефіцієнт надлишку повітря. . . . . .1,97
12. Тиск наддуву, МПа. . . . . 0,29
13. Витрата повітря, кг/с. . . . . 2,0
14. Літрова потужність , кВт/л. . . . . 40,1
15. Габаритні розміри, , мм, в т.ч.
    - довжина. . . . . .1560
    - ширина. . . . . .940
    - висота. . . . . .660
16. Габаритний об’єм, м$^3$. . . . . 0,97
17. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . .1134
18. Маса, кг. . . . . 1360
19. Питома маса, кг/кВт. . . . . 1,23

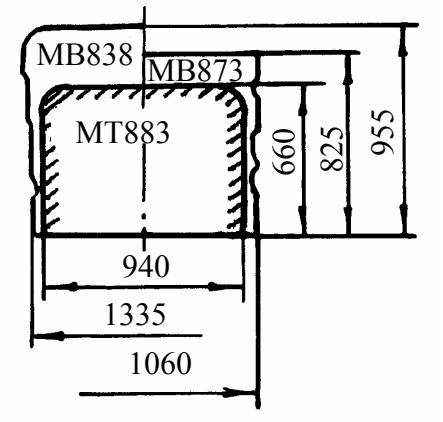



*Рисунок 5.6 – Порівняння габаритних розмірів трьох поколінь дизелів фірми "MTU"*

Висока компактність двигуна, мала тепловіддача дозволили зменшити об'єм МТВ з 7 до 4,5 м$^3$ (тобто на 35 %), а поперечне розташування дизеля – скоротити довжину МТО на 1100 мм. Останнє є принциповою перевагою для двигунів НТМ.

Все сказане дозволяє зробити висновок, що розроблений фірмою "MTU" двигун MT883 відповідає сучасним вимогам до перспективних силових установок. Фірма "General Motors" (США) придбала ліцензію на виробництво цього двигуна, запропонувавши свій варіант шасі на основі цього двигуна.

Щодо можливостей подальшого форсування, то на нашу думку, потенціал двигуна MT883 майже вичерпаний, якщо не запровадити на ньому комп'ютерну САР для реалізації резервів, пов'язаних з оптимізацією закону паливоподачі, управлінням наддувом та теплонапруженим станом.

### 5.2.2. Двигуни фірм "Teledaine-Continental" та "Cammisns"

У США двигуни НТМ другого і третього поколінь розроблялися фірмою "Teledaine-Continental". Нею запропоновані конструкції двигунів AVDS-1790-2C та AVCR-1360-2.

Дизель AVDS-2C (12ЧН14,6/14,6) розроблений на базі бензинового двигуна AV-1790, який установлювався в об'єкт М-48. Указаний двигун було конвертовано у дизель. Він представляє собою 12-циліндровий, чотиритактний, V- подібний, з повітряним охолодженням, безпосереднім вприскуванням палива, із турбонаддувом дизель, скомпонований разом з системами у вигляді моноблока (рис. 5.7).

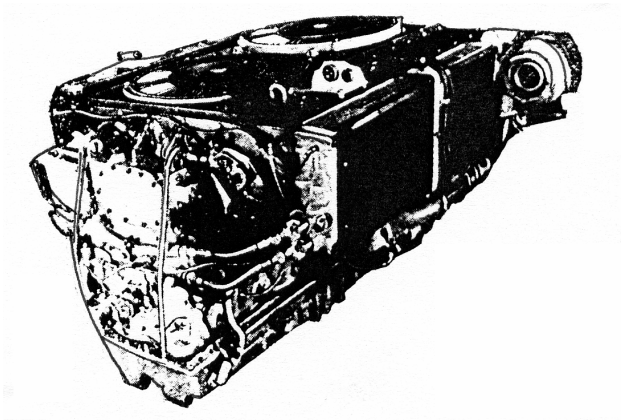


*Рисунок 5.7 – Дизель AVDS-1790-2C*

*Блок циліндрів* відлитий із алюмінієвого сплаву. Картер рознімається нижче осі колінчастого вала. Підвіски кріпляться до блока чотирма шпильками і додатково стягуються поперечними болтами.

*Циліндри* виготовлені з хромомолібденомарганцевистої сталі марки 87-40 Н, поєднуються з головкою циліндрів на різьбі, яка спочатку підігрівається. На зовнішній поверхні методом "Алфин-процес" відлиті ребра.

Головка двигуна відлита із жароміцного алюмінієвого сплаву, легованого міддю та нікелем. Клапани та їхні сідла виготовлені із хромистої сталі й вкриваються стелітом.

Куполоподібне склепіння головки циліндрів і профільне днище поршня створюють КЗ типу Гесельмана. Температура головки у районі КЗ на режимі максимальної потужності складає 177 °С при опорі повітряному потоку 152 мм вод. ст.

*Поршень* виготовляється з алюмінієвого сплаву методом ковки й охолоджується маслом з окремого сопла, розташованого у картері. На поршні установлюються чотири хромірованих кільця, розташованих вище поршневого пальця. Перше кільце трапецієвидне з сумарним кутом 15°, друге і третє – прямокутні з конічною твірною, четверте – маслозбірне коробчатого типу.

*Шатун* сталевий; для підвищення міцності від утоми підлягає обробці дробом; діаметр пальця складає 0,348D.

*Колінчастий вал* разом з противагами виготовляється методом штамповки з високолегованої сталі й азотується.

На двигуні установлюються два шестиплунжерних золотникових *паливних насоси* фірми "American Bosch", кількість розпилювальних отворів– вісім з діаметром 0,3 мм.

*Підкачувальний насос* у контурі низького тиску подає паливо під тиском 0.17 МПа у кількості 755 кг/год, що запобігає створенню парових пробок.

Для забезпечення компактності газоповітряних трактів на двигуні установлені *два ТК*. Випускні колектори розділені на чотири групи по 3 циліндри і підводять гази до соплового апарата турбіни.

Потужність *електростартера* 13 кВт, пускова частота обертання 150 хв$^{-1}$. Мінімальна температура "холодного" пуску –32 °С.

*Вентилятори обдуву* циліндрів розташовані у розвалі блока. Потужність для приводу вентилятора 90 кВт.

Цей двигун другого покоління має значні габарити, масу, збільшену тепловіддачу у воду, масло, що викликало збільшення об'єму МТВ. Тому для об'єктів третього покоління фірма розробила новий двигун AVCR-1360-2 (12ЧН13,65/12,7), в якому $N_л$ доведена до 49,3 кВт/л замість 18,8 кВт/л у попередньому двигуні AVDS-1790-2C – (рис. 5.8).

У двигуні AVCR збережена *вентиляторна схема охолодження*, як і у дизелі AVDS, однак ураховуючи високий рівень форсування, до нової конструкції внесені суттєві зміни.

Застосований *поршень* з перемінним ступенем стиску – від 19,5 при пуску до 11 на номінальному режиму, що дозволяє при високому тиску наддуву (0,43 МПа) обмежити максимальний тиск згоряння $p_z$ = 14 МПа.

*Циліндри* сталеві, індивідуальні, виконані разом з головкою, завдяки чому виключена необхідність у прокладанні для ущільнення газового стиску.

Виконаний *двоступеневий наддув* з охолодженням повітря після першого ступеню. Перший ступінь – ТК, а другий – об'ємний компресор, що дозволило поліпшити паливопостачання на низьких частотах обертання і покращити прийнятність дизеля.

Установлений *золотниковий паливний насос*. Насосні секції розташовані у корпусі за Х-подібною схемою під кутом 30°, що забезпечує невелику довжину та малий об'єм насоса. Плунжер має спіральну верхню відсічну кромку, що дозволяє регулювати кут випередження паливоподачі залежно від навантаження й частоти обертання колінчастого вала. Тривалість вприску при подачі 370 мм$^3$/цикл не перевищує 30 град. П.К.В. Розпилювачі мають 9 отворів з діаметром 0,325 мм, розташованих під кутом 140° поміж факелами палива.

*Регулятор* – дворежимний, з можливістю корекції подачі палива залежно від тиску наддуву.

На *колінчастому валі* установлені демпфер і маховик. Вал сталевий, повністю оброблений, з круговим азотуванням.

Середнє напрацювання до першого відказу складає 274 год, що вважається прийнятним для об'єктового використання.

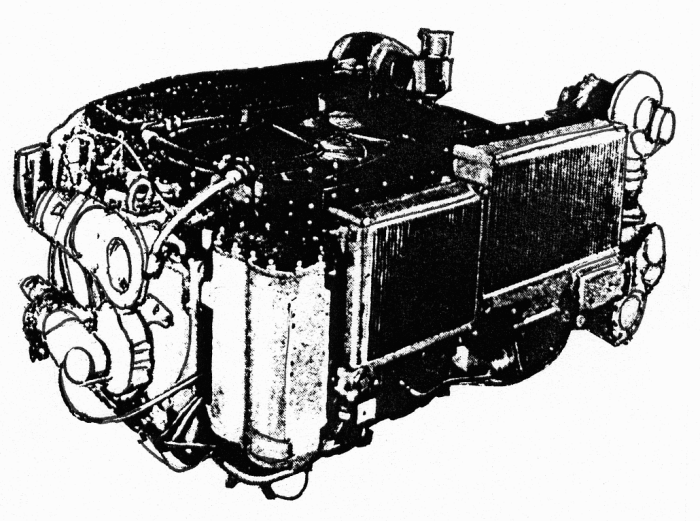


*Рисунок 5.8 – Дизель AVCR-1360-2*

Показники технічного рівня
дизеля AVCR-1360-2

1. Діаметр циліндра, мм. . . . . .146
2. Хід поршня, мм. . . . . 146
3. Кількість, розташування циліндрів. . . . . V-90;120°
4. Робочий об’єм, л. . . . . .22,3
5. Максимальна потужність, кВт. . . . . 1100
6. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, $хв^{-1}$. . . . . 2600
7. Середня швидкість поршня, м/с. . . . . .11
8. Дійсний ступінь стиску . . . . . 11...19,5
9. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .2,31
10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . 243
11. Коефіцієнт надлишку повітря. . . . . .1,78
12. Тиск наддуву, МПа. . . . . 0,431
13. Витрата повітря, кг/с. . . . . 1,96
14. Літрова потужність , кВт/л. . . . . 49,3
15. Габаритні розміри, мм, в т.ч.
довжина. . . . . .1949
ширина. . . . . .1539
висота. . . . . .1124
16. Габаритна потужність, $кВт/м^3$. . . . . .322
17. Маса, кг. . . . . 2030
18. Питома маса, кг/кВт. . . . . 1,83

Двигун AVCR-1360-2 за вагогабаритними показниками являє собою сучасний високофорсований двигун, габаритна потужність якого, в порівняно з дизелем AVDS-1790-2C, збільшена у два рази, а питома маса навіть у 2,2 рази.

Але і цей двигун третього покоління все ж поступається за своїми вагогабаритними показниками деяким двигунам інших країн, наприклад, фірми “MTU” (Німеччина).

Тому до дизелів найновішого четвертого покоління МО США поставлені підвищені вимоги, в тому числі:

- зменшення розмірів силового (моторного) блоку до 50...80 % від блоку об’єкта;
- зменшення на 20...50 % витрати палива для забезпечення відповідного підвищення запасу ходу НТМ;
- зниження витрат на технічне обслуговування і матеріально-технічне забезпечення;
- наявність вбудованої технічної діагностики і засобів прогнозування технічного стану дизеля та його систем на електронній базі;
- зниження шуму, теплового і світового випромінювання, токсичності й димності випускних газів;
- запровадження модульного принципу проектування, що передбачає поєднання в єдиному силовому блоці двигуна, трансмісії, повітроочисників, теплообмінників, вентиляторів, засобів управління, систем захисту, глушників демаскуючих факторів і т. ін.

Таким чином, пропонується створювати не тільки двигун, а й моторно-трансмісійне відділення в цілому для кращого узгодження всіх елементів МТВ.

Указана задача вирішувалася двигунобудівною фірмою “Cammins” США, котра як співвиконавців залучила провідні фірми:”Allison” – щодо гідромеханічної трансмісії, “Gerrit Arisersh” – щодо подавлювачів інфрачервоного випромінювання, “General Motors” – щодо розробки електронних діагностик та САР і т. ін.

Фірма “Cammins” запропонувала, розробила та провела випробування перспективного дизеля (рис. 5.9). Треба зупинитися на виборі двигуна. Йшлося про порівняння можливостей ДВЗ та ГТД, яке вже мало бути у 1976 році, коли за результатами випробувань перевагу отримали саме ГТД,

а роботи по дизелю AVCR-1360-2 були навіть зупинені, хоча й поновлені кілька років потому. Сьогодні, як бачимо, перевага ДВЗ перед ГТД (про це вище вже йшлося) сумнівів не викликає.

Новий двигун фірми “Cammins” являє собою чотиритактний дванадцятициліндровий, V- подібний двигун, із безпосереднім вприскуванням палива; він отримав позначення XAV-28.

Особливістю цієї конструкції та компоновки двигуна є використання масла для змазування не тільки пар тертя, а й охолодження гільзи циліндрів і головки. На дизелі використані два турбокомпресори з геометрією, що змінюється, охолоджувачі наддувочного повітря. Випускна система розміщена у розвалі блоків циліндрів дизеля. На режимах малих (долевих) навантажень один ряд циліндрів відключається. Система зовнішніх трубопроводів відсутня.

Двигун XAV-28 має високі літрову і габаритну потужності, низьку тепловіддачу (28,7 кДж/(кВт·хв) й невелику питому масу, малу довжину, що відкриває можливість його поперечного розташування між бортами та створення малогабаритного МТВ з високою питомою потужністю.

Враховуючи традиційно більш низьку вартість поршневого двигуна порівняно з ГТД, створення двигуна XAV-28 відкрило можливість його широкомасштабного використання для НТМ у США.

### 5.2.3. Двигуни фірми “Rolls Royse”

Фірма “Rolls Royse” (Англія) розробила двигун “Condor” 12V-1200.

Двигун четвертого покоління призначений для заміни двотактних двигунів 2-3-го поколінь L-60 фірми “Layland”. Сімейство дизелів складається з 8-, 12-, 16-циліндрових модифікацій у діапазоні потужностей від 588 до 1325 кВт.

Базовим є 12-циліндровий дизель потужністю 895 кВт (рис. 5.10). Пізніше фірма виконала роботи з форсування двигуна до 1100 кВт. Таким чином, указаний двигун за рівнем потужності, а значить, за вагогабаритними показниками, відповідає вимогам сучасності й найближчої перспективи.

Спеціалістами фірми при розробці дизеля були встановлені та реалізовані жорсткі вимоги до нового перспективного ряду двигунів:

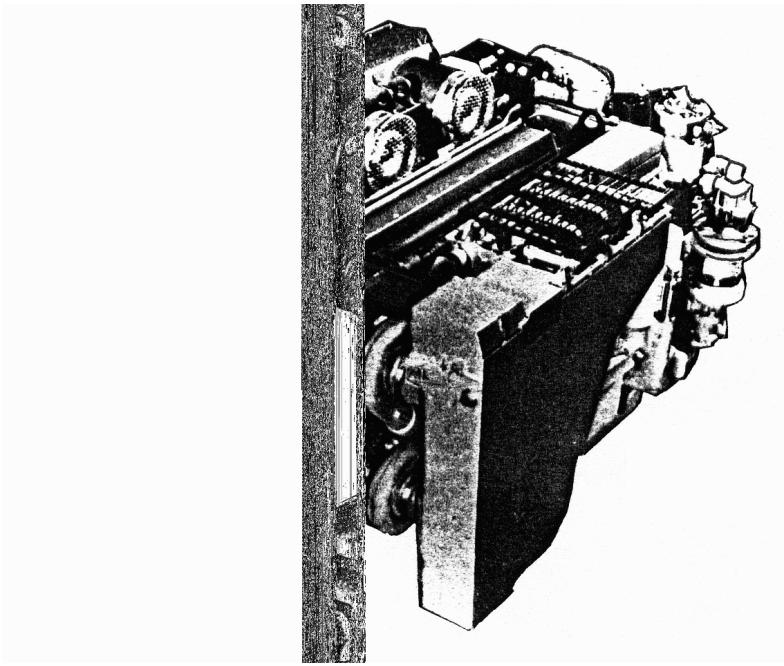


*Рисунок 5.9 – Дизель ХАV-28*

Показники технічного рівня
дизеля ХАV-28

1. Діаметр циліндра, мм. . . . . .130
2. Хід поршня, мм. . . . . 130
3. Кількість, розташування циліндрів. . . . . 12V
4. Робочий об’єм, л. . . . . .20,8
5. Максимальна потужність, кВт. . . . . .1100
6. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, $хв^{-1}$. . . . . 2600
7. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .11,27
8. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . 227
9. Літрова потужність , кВт/л. . . . . 52,8
10. Габаритна потужність, $кВт/м^3$. . . . . 700
11. Питома маса, кг/кВт. . . . . 3,33

- максимальне зниження маси без використання легких сплавів на алюмінієвій основі, що не мають достатньої міцності та інших, потрібних для забезпечення надійності якостей;
- обмеження максимального тиску згоряння на рівні 14 МПа;
- обмеження середньої швидкості поршня на рівні 12 м/с;
- обмеження температури випускних газів рівнем 750 °С.

Усі ці та інші вимоги, як бачимо, націлені на максимум надійності дизеля при перспективному його форсуванні.

Двигун “Condor” 12V – дванадцятициліндровий, чотиритактний, V-подібний, з безпосереднім вприскуванням палива, турбонаддувом та охолодженням наддувочного повітря.

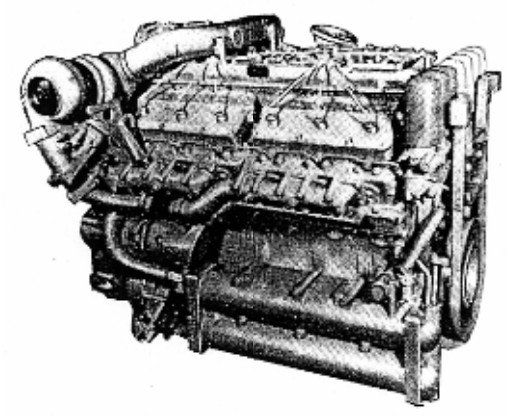
*Блок двигуна* відливається із високоміцного чавуну з малою товщиною стінок, що є ознакою технологічної перспективності виробників. Кут розвалу складає 60°. Характерним є малий крок поміж циліндрами, у зв’язку з чим відсутні водяні порожнини у блоці. В циліндри двигуна установлені чавунні гільзи сухого типу з зовнішньою поверхнею, яку оміднюють.

Для зменшення загальної довжини двигуна зменшена товщина щік *колінчастого вала*. Для зберігання необхідної утомленісної міцності збільшено перекриття шійок вала за рахунок перерозмірювання діаметрів корінних та шатунних шійок до 146 мм та 98 мм, відповідно. колінчасті вали сталеві, ковані, азотовані, з гасителями крутних коливань. Вкладиші корінних підшипників тонкостінні з заливкою зі свинцевістої бронзи й покриттям свинцевісто-індієвим сплавом.

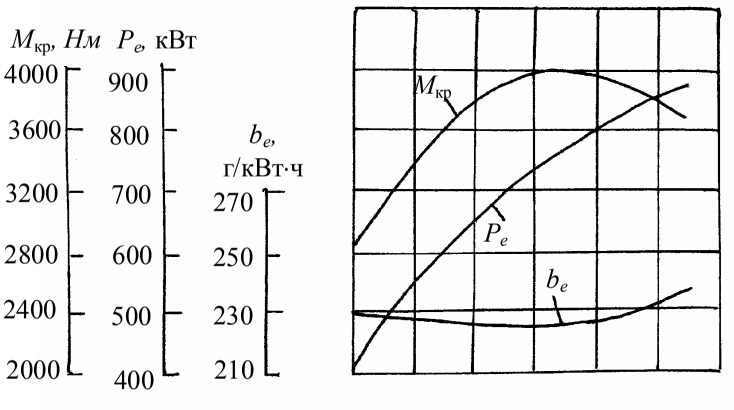
*Головки циліндрів* чавунні, секціями по 3 циліндри. У циліндрах установлені по 4 клапани. Випускні клапани мають натрійне охолодження, опорні фаски, покриті стелітом.

*Розподільчі вали* мають нижнє розташування, яке відрізняється від традиційних тим, що вони скомпоновані ближче до верхнього торця гільзи. Це дозволяє скоротити довжину тяг та забезпечити запас щодо частоти обертання до 30 %.

*Поршні* виконані з алюмінієвого сплаву, армуються вставкою під верхнє компресійне кільце (біметалева конструкція). Всі чотири кільця розташовані над поршневим пальцем. Маслозбірне кільце має розширювач у вигляді циліндричної пружини. Кільцева зона поршня охолоджується



*а*




*б*

*Рисунок 5.10 – Дизель “Condor”(12V-895)*

*а* – зовнішній вигляд;
*б* – робочі характеристики

Показники технічного рівня дизеля“Condor” (12V-1200)*

1. Максимальна потужність, кВт. . . . . 895
2. Частота обертання при максимальній потужності, хв$^{-1}$. . . . . 2300
3. Питома витрата палива при максимальній потужності, г/(кВт·год). . . . . .227
4. Діаметр циліндра, мм. . . . . 135
5. Хід поршня, мм. . . . . 152
6. Середня швидкість поршня, м/с. . . . . .11,7
7. Кількість та розташування циліндрів. . . . . 12V;60°
8. Робочий об’єм, л. . . . . 26,1
9. Ступінь стиску. . . . . 12
10. Ступінь підвищення тиску у компресорі. . . . . .3
11. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .1,8
12. Максимальний тиск згоряння, МПа. . . . . .14
13. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 34,3
14. Габарити, мм, в т.ч.
    довжина. . . . . .1459
    ширина. . . . . 1270
    висота. . . . . . 182
15. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . 404
16. Маса, кг. . . . . 1888
17. Питома маса, кг/кВт. . . . . 2,11

* У позначенні двигуна потужність оцінена $N_e$ = 1200 к.с.

маслом із форсунки, яку обладнано у нижній частині гільзи. Теплота також у деякій мірі відводиться від поршня маслом, що подається через шатун.

*Шатуни* центральні, поруч розташовані. У верхній головці шатуна установлюються бронзові підшипники сковзання. Площина разйому нижньої головки шатуна перпендикулярна його осі. Кришка шатуна кріпиться чотирма болтами, які виконують і роль фіксаторів вкладишів. Конструкція нижньої головки шатуна дозволяє вести монтаж поршня з шатуном (у комплекті) зверху через гільзу циліндрів.

На двигуні установлені два *турбокомпресори*. Ступінь підвищення тиску дорівнює 3, а витрата повітря – 1,7 кг/с. Охолоджувачі повітря наддуву – повітря-повітряні.

*Випускна система* виконана за роздільною схемою один колектор – на три циліндри. Турбіна має один підвід газів й працює при постійному тиску (імпульсність – мінімальна).

У розвалі двигуна установлений рядний блочний *паливний насос* золотникового типу.

Задіяний перспективний підхід до регулювання двигуна. Відмовились від механічного регулятора; замість нього розроблений та реалізований *електронний регулятор*. Створені тим самим умови принципового поліпшення якості САР, перш за все за рахунок комп'ютерних підсистем паливоподачі, повітропостачання, рівня токсичності, блоку діагностування.

Для поліпшення *пускових* якостей двигуна при ступені стиску 12 використовується факельний підігрівник, робота якого ув'язана з частотою обертання колінчастого вала. Повітря у факельний підігрівник подається від автономного джерела – повітряного насоса із електроприводом. Пусковий пристрій відключає підігрівник при досягненні температури повітря 200 °С й тиску 0,035...0,042 МПа.

*Система змащення* двигуна – з сухим картером та двома масловідкачуючими насосами.

Об'єктова *система охолодження* вентиляторного типу. Три вентилятори діагонального типу діаметром 380 мм приводяться від трансмісії. Продуктивність вентиляторів 16 $м^3$/с при напорі 420 мм вод. ст. Вентилятори споживають близько 8 % потужності двигуна.

Внаслідок збільшення жорсткості конструкції блоку, застосування сухих гільз, жорсткого блочного паливного насоса, обмеження максимального тиску згоряння рівень шуму дизеля не перевищує 100 ДБ.

Як вважають спеціалісти фірми–розробника, потужність їхнього двигуна може бути збільшена до 1340 кВт (1800 к.с.).

### 5.2.4. Двигун фірми “SSCM”

Фірма “SSCM”, що входить до групи SACM (Франція) розробила перспективний дизель четвертого покоління, який отримав позначення VBX-1500 (у назві потужність оцінюється у к.с.). Загальний вигляд дизеля показаний на рис. 5.11; поруч наведені показники його технічного рівня.

Принциповою відміною цього двигуна четвертого покоління є *система наддуву, що отримала назву системи “Гіпербар”*.

Система наддуву являє собою турбокомпресорний агрегат, що складається із триступеневого відцентрового компресора, двоступеневої осьової турбіни й камери згоряння постійного тиску. У компресорі може бути отриманий високий ступінь підвищення тиску ($\pi_к = 8$). Для обмеження максимального тиску згоряння на рівні 13,5...14,0 МПа ступінь стиску у двигуні знижений до 7,8. Але при цьому виникають значні труднощі з пуском двигуна через зменшення температури заряду у кінці такту стиску.

З метою сумарного збільшення ступеня стиску повітря при пуску попередньо стискується у компресорі. Привід компресора здійснюється від турбіни, на яку гази передаються із КЗ. У період пуску ТК працює у режимі одновального ГТД. При цьому повітря за компресором розділяється на два потоки, один з яких направляється у дизель, а другий – у КЗ. Схема системи “Гіпербар” показана на рис. 5.12.

У період пуску для забезпечення прийнятого коефіцієнта надлишку повітря повинні підтримуватися співвідношення між подачею палива у камеру згоряння ТК та дизеля. У режимі пуску ГТД має максимальну теплопродуктивність, яка зменшується по мірі виходу на номінальний режим.

Основним недоліком двигунів із надвисоким наддувом й вільним турбокомпресором є погіршення прийомістості при розгоні і руху з місця через збільшення часу розкрутки компресора. Цей недолік суттєво зменшується при використанні системи “Гіпербар”, оскільки в ці періоди під-

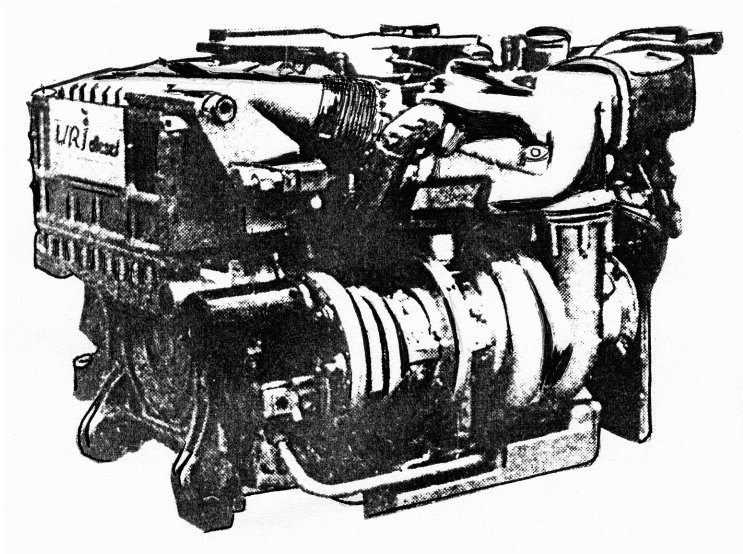


*Рисунок 5.11 – Дизель V8X-1500, загальний вигляд*

Показники технічного рівня
дизеля V8X-1500

1. Максимальна потужність, кВт. . . . . .1100
2. Частота обертання при максимальній потужності, хв$^{-1}$. . . . . 2500
3. Кількість, розташування циліндрів. . . . . .8V;90°
4. Діаметр циліндра, мм. . . . . .142
5. Хід поршня, мм. . . . . .130
6. Середня швидкість поршня, м/с. . . . . .10,8
7. Робочий об’єм, л. . . . . 16,5
8. Ступінь стиску. . . . . .7,8
9. Середній ефективний стиск, МПа. . . . . 3,2
10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год). . 233
11. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 66,5
12. Система наддуву. . . . . “Гіпербар”
13. Тиск наддуву, МПа. . . . . 0,8
14. Габаритні розміри, мм, в т.ч.

*довжина. . . . . 1375*

ширина. . . . . .1462

висота. . . . . 905

15. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . .609
16. Маса, кг . . . . . 1650
17. Питома маса, кг/кВт. . . . . 1,5

ключається додаткова камера згоряння, логіка подачі палива до якої ув'язана з швидкістю переміщення рійок паливного насосу дизеля.

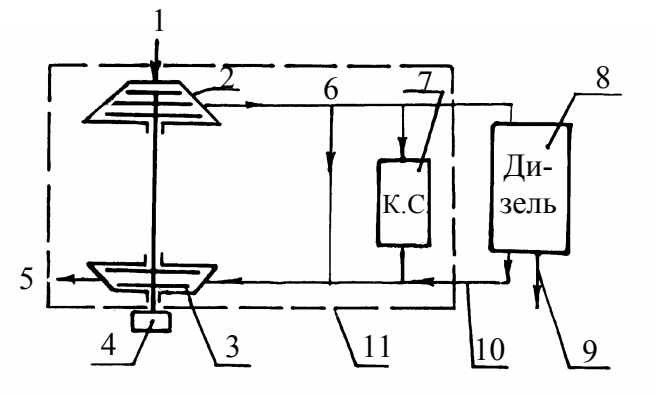



Рисунок 5.12 – Схема надвисокого наддуву системи "Гіпербар":

1 – вхід повітря; 2 – компресор; 3 – турбіна; 4 – електрогенератор; 5 – відведення випускних газів; 6 – байпасний трубопровід; 7 – камера згоряння; 8 – дизель; 9 – з'йом потужності з дизеля; 10 - відведення випускних газів від дизеля в турбіну; 11 – турбокомпресор

Крім забезпечення пуску та поліпшення якості перехідних процесів, ТК використовується для прогріву двигуна під час зупинки та для приводу електрогенератора потужністю 9 кВт.

Таким чином, ТК дизеля V8X-1500 виконує наступні функції:

- забезпечує пуск дизеля, який має низький ступінь стиску;
- забезпечує прогрів двигуна при низьких температурах навколишнього середовища;
- поліпшує якість перехідних процесів;
- постачає електроенергію споживачам при зупиненому дизелі.

На двигуні реалізована дуже висока літрова потужність – 66,5 кВт/л; завдяки надвисокому форсуванню отримані також значна габаритна потужність 609 кВт/л та низька питома маса 1,5 кг/кВт. За цими основними показниками двигун V8X-1500 займає провідне місце серед кращих двигунів четвертого покоління.

Проте двигун має складну конструкцію, нові енергетичні агрегати. Все це повинно функціонувати у взаємозв'язку, що вимагає створення складної САР, високонапруженої і, в той же час, надійної поршневої групи.

Разом з тим, теоретичні передумови дозволяють вважати дизель V8X-1500 взагалі із системою наддуву "Гіпербар" перспективним для НТМ четвертого покоління.

## 5.3. Нові модифікації форсованих двигунів НТМ вітчизняного виробництва

ХКБД (м.Харків) наполегливо працює над розробкою нових модифікацій четвертого перспективного покоління форсованих двигунів НТМ.

Застосовуючи власні значні науково-технічні доробки і багатий досвід, харківським моторобудівникам удалося за останні роки підвищити вдвічі потужність двигунів НТМ, у тому числі – агрегатну – до 1103 кВт, а літрову – майже до 55 кВт/л. Це означає, що технічний рівень нового покоління двигунів вітчизняного виробництва сягнув рівня кращих зразків світового рівня.

Розглянемо означені нові модифікації дизелів НТМ харківських розробок.

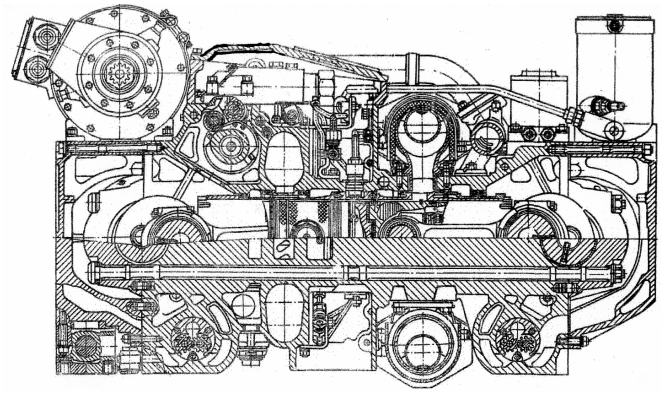
### 5.3.1. Двотактні двигуни 6ТД-1, 6ТД-2, 5ТДФМ

Розробка двигуна 6ТД-1 – це розвиток ряду дизелів ДН12/2х12. Серійне виробництво почалося у 1986 році, а доведення конструкції здійснюється по теперішній час. Склад двигуна та його конструктивна схема аналогічні двигуну 5ТДФ.

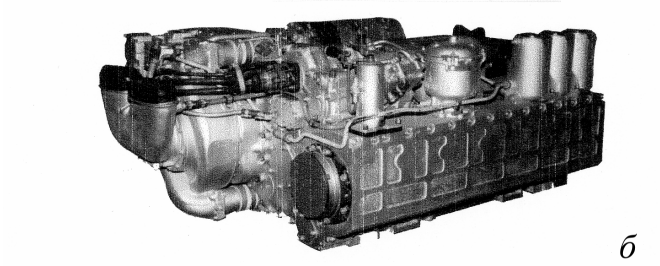
Зовнішній вигляд двигуна та його поперечний переріз показані на рис. 5.13. Поруч представлені показники його технічного рівня. Двигун 6ТД-1 у шестициліндровому виконанні потужністю 735 кВт уніфікований з дизелем 5ТДФ на 75 %. Поліпшення пускових якостей і задоволення енергетичних потреб зовнішніх споживачів забезпечено установкою на двигуні 6ТД-1 стартер-генератора СГ18-1С й компресора з рідинним охолодженням ТК-150. Збільшена потужність стартер-генератора в стартерному режимі до 21 кВт, а в генераторному – до 18 кВт.

Ураховуючи високу уніфікацію з дизелями ряду двотактних двигунів типу ТД, у визначальні вузли і системи внесені суттєві якісні зміни.

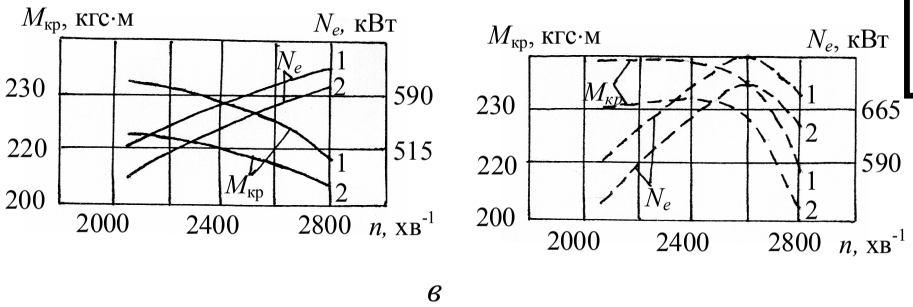
У шестициліндровому блоці циліндрів дотримується спадковість щодо матеріалів деталей й технологічних циклів, але в ньому змінено систему охолодження циліндра за рахунок усунення водоперепускних каналів у повітряному ресивері.



*а*



*б*




*в*

Показники технічного рівня двигунів

| | 6ТД-1 | 6ТД-2 |
|---|---|---|
| 1. Максимальна потужність, кВт: | | |
| у стендових умовах | 735 | 882 |
| в об’єктових умовах | 625 | 735 |
| 2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$ | 2800 | 2600 |
| 3. Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті, хв$^{-1}$ | 2050 | 2050 |
| 4. Коефіцієнт пристосованості | 1,12 | 1,20 |
| 5. Коефіцієнт робочих частот обертання | 1,36 | 1,36 |
| 6. Робочий об’єм, л | 16,3 | 16,3 |
| 7. Ступінь стиску | 15,0 | 14,0 |
| 8. Середній ефективний тиск, МПа | 0,967 | 1,25 |
| 9. Тиск наддуву, МПа | 0,28 | 0,32 |
| 10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год) | 215 | 217 |
| 11. Літрова потужність, кВт/л | 45,1 | 54,1 |
| 12. Габаритна потужність, кВт/м$^3$ | 827 | 992 |
| 13. Суха маса, кг | 1180 | 1180 |
| 14. Питома маса, кг/кВт | 1,6 | 1,34 |

Рисунок 5.13 – Дизелі 6ТД-1, 6ТД-2:

*а* – поперечний переріз; *б* – загальний вигляд; *в* – робочі характеристики:
——— – 6ТД-1; - - - - - – 6ТД-2; 1 – 20 °С; 2 – 50 °С

Циліндр виконується без бандажа у центральному поясі, а ця посилена зона має 36 нахилених свердлень, які максимально наближені до робочої поверхні у поясі установлення форсунок. У впускному поясі замість 136 отворів виконані 16 вікон з охолоджуваними перемичками. Закрутка повітряного заряду за рахунок перемінного кута нахилу стінок вікон від 0 до 35°. Створене вікнами вихрове відношення сягає 7...8.

Випередження відкриття вікон відносно впускних складає 23 град.

При конструктивній спадковості колінчасті вали забезпечують порядок роботи циліндрів 1-5-3-6-2-4.

У системі змащення підвищена продуктивність масляного нагнітального насоса до 6700 кг/год при тиску 1,5 МПа, продуктивність двох відкачувальних насосів збільшена до 24500 кг/год. Без суттєвої зміни конструкції введено автоматичне відкачування масла з картерів двигуна при пуску.

Охолодження двигуна забезпечується прокачування 40 $м^3$/год при протитиску до 0,35 МПа.

На двигуні 6ТД-1 удосконалена система паливоподачі. Доопрацьований фільтр тонкого очищення забезпечує повноту відсіву до 95 %.

Паливний насос високого тиску при швидкості плунжера 3,8 м/с забезпечує підвищений тиск вприскування до 100 МПа.

В системі повітропостачання використовується відцентровий компресор та осьова турбіна. Компресор із полувідкритим колесом має ступінь підвищення тиску $\pi_к$ = 3,32, що забезпечує збільшення тиску наддуву з 0,24 (двигун 5ТДФ) до 0,28 МПа та витрату повітря до 1,8 кг/с.

Двигун 6ТД-2 (див. рис. 5.13) потужністю 882 кВт є подальшим розвитком дизеля 6ТД-1. Збільшення потужності досягнуте за рахунок підвищення тиску наддуву (з 0,28 МПа до 0,32 МПа), витрат повітря та палива.

З метою обмеження максимального тиску згоряння у межах 13,6±0,3 МПа знижено дійсний ступінь стиску з 15 до14.

У зв’язку із збільшенням тепломеханічної та динамічної напруженості двигуна 6ТД-2 до його конструкції введені удосконалення поршневої групи, систем змащення, наддуву. Збільшена міцність від утоми форсуночного центрального пояса циліндра удосконаленням підторцевання, введенням дробонаклепання й усуненням локальних концентраторів конструкційного чи технологічного походження.

Поршнева група посилена за рахунок виготовлення пальця зі сталі 8Х4В2Ф2-Ш без внутрішнього отвору. Додаткове підвищення роботоздатності досягнуто використанням ущільнювального кільця під пальцем та розширенням зазору "жарове кільце – циліндр" на випускному поршні.

У маслосистемі збільшена продуктивність масляного нагнітального насоса до 8000 кг/год та відкачувальних насосів до 29400 кг/год. Для поліпшення умов роботи пари тертя "поршень – циліндр" передбачена подача розпиленого масла у впускний ресивер у кількості 0,2...0,5 кг/год.

Доробкою паливної системи зменшена тривалість вприску на 3 град. повороту колінвала. Система повітропостачання за рахунок використання двоступеневого відцентрового компресора підвищує тиск наддуву до 0,36 МПа й витрату повітря до 2 кг/с.

В цілому модернізований дизель 6ТД-2 – це черговий важливий крок на шляху підвищення питомих показників НТМ вітчизняного виготовлення, оскільки при розробці застосовані оригінальні вузли, більш якісні матеріали, прогресивні технології.

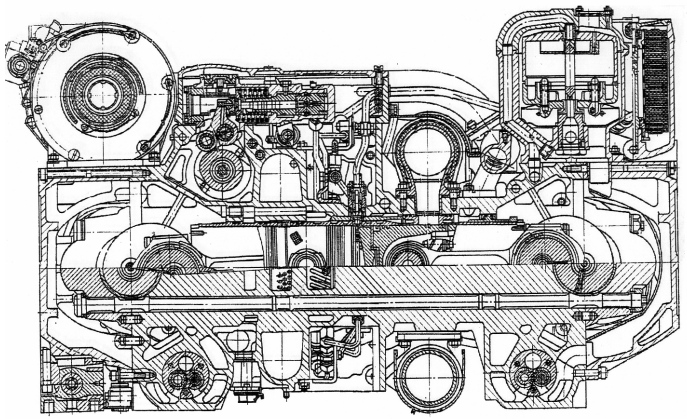
Поряд з роботами щодо двигунів 6ТД-1, 6ТД-2 ХКБД приділило увагу модернізації і двотактного двигуна типу 5ТДФ.

Результатом такої модернізації став двигун 5ТДФМ (рис. 5.14). Метою його вдосконалення було підвищення на 15 % агрегатної потужності, суттєве зниження витрати палива (більше 10 %). Для цього, як і на дизелях типу 6ТД, збільшили тиск наддуву з 0,24 до 0,28 МПа. Надійність забезпечена заходами, аналогічними для 6ТД-1 та 6ТД-2.

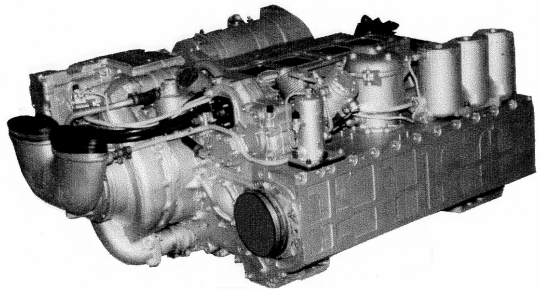
Сьогодні двигун 5ТДФМ переважає базову модель 5ТДФ за літровою потужністю, яка вже дорівнює 46 кВт/л, тобто сягнула понад світові рівні форсування двотактних двигунів, їх габаритної потужності й питомої маси, паливної економічності.

Це підтверджується наведеною нижче таблицею.

| Марка двигун | Показники технічного рівня | | | |
|---|---|---|---|---|
| | $N_л$, кВт/л | габаритна потужність, кВт/м$^3$ | питома маса, кг/м$^3$ | $G_e$, г/(кВт·год) |
| L-60MK8(фірма "Layland") | 29,5 | 357 | 3,65 | 245 |
| 10ZF21WT(фірма"Mitsubishy") | 30,5 | 240 | 3,35 | 254 |
| 5ТДФ | 39,4 | 658 | 1,94 | 238 |
| 5ТДФМ | 46,0 | 798 | 1,66 | 217 |



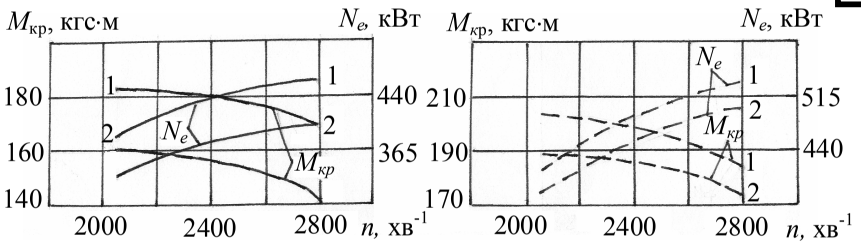
*а*



*б*

Показники технічного рівня дизелів

| | 5ТДФ | 5ТДФМ |
|---|---|---|
| 1. Максимальна потужність, кВт: | | |
| в стендових умовах | 535 | 625 |
| в об'єктових умовах | 450 | 525 |
| 2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$ | 2800 | 2800 |
| 3. Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті, хв$^{-1}$ | 2050 | 2050 |
| 4. Коефіцієнт пристосованості | 1,12 | 1,12 |
| 5. Коефіцієнт робочих частот обертання | 1,36 | 1,36 |
| 6. Робочий об'єм, л | 13,6 | 13,6 |
| 7. Ступінь стиску | 16,5 | 15,0 |
| 8. Середній ефективний тиск, МПа | 0,830 | 0,985 |
| 9. Тиск наддуву, МПа | 0,24 | 0,28 |
| 10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год) | 238 | 217 |
| 11. Літрова потужність, кВт/л | 39,4 | 46,0 |
| 12. Габаритна потужність, кВт/м$^3$ | 658 | 797 |
| 13. Суха маса, кг | 1040 | 1040 |
| 14. Питома маса, кг/кВт | 1,94 | 1,65 |




*в*

*Рисунок 5.14 – Дизелі 5ТДФ, 5ТДФМ:*

*а* – поперечний переріз; *б* – загальний вигляд; *в* – робочі характеристики:

——— – 5ТДФ; - - - - - –5ТДФМ; 1- 20 °С; 2- 50 °С

Підкреслимо, що результатами означеної модернізації ствердилися прогнози фахівців про те, що у конструкцію двигунів рядів ДТ та ТД закладені можливості їхнього подальшого успішного форсування. Це відповідно підвищуватиме їх технічний рівень; про це вже наголошувалося.

### 5.3.2. Чотиритактний двигун 12ЧН15/16

Вище вже йшлося про те, що як двотактні, так і чотиритактні двигуни НТМ мають кожний свої переваги.

Провідні фірми світу приділяють увагу розробкам перспективних чотиритактних двигунів. ХКБД (м. Харків) не є в цьому винятком. Накопичений досвід створення двигунів ряду В-2 дозволяє успішно вирішувати і проблему застосування чотиритактних дизелів на вітчизняних НТМ.

Двигун 12ЧН15/16 розроблений ХКБД у двох варіантах за номінальною потужністю – на 882 та 1103 кВт.

Основні параметри цих модифікацій чотиритактного двигуна, його зовнішній вигляд та поперечний переріз показані на рис. 5.15.

Двигун розроблено для перспективної військової техніки. Дизель 12ЧН15/16 – дванадцятициліндровий, чотиритактний, V-подібний, з кутом 60°, із рідинним охолодженням, безпосереднім вприскуванням палива, турбонаддувом і охолодженням наддувного повітря.

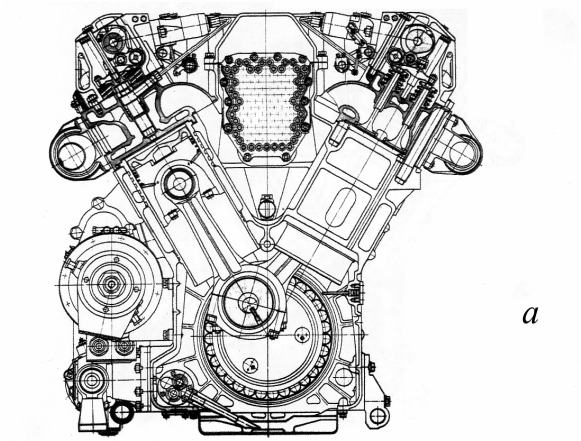
Блок циліндрів тунельного типу відливається з високоміцного чавуну з малою товщиною стінок, що свідчить про застосування прогресивної технології виготовлення заготовок. Характерною особливістю блока є малий крок між циліндрами, компактні порожнини охолодження та сталеві “мокрі” циліндри.

Колінчастий вал установлений на роликових підшипниках, що розташовані на щоках колінвала, які виконують функції корінних шийок; вал сталевий, кований, азотований.

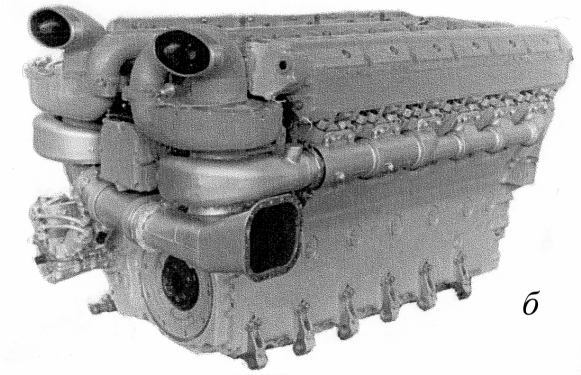
Головки циліндрів чавунні, індивідуальні; в них установлені по чотири неохолоджуваних клапани на кожній циліндр. Газовий стик притертий без прокладок.

Розподільні вали верхнього розташування керують газорозподілом та паливоподачею.

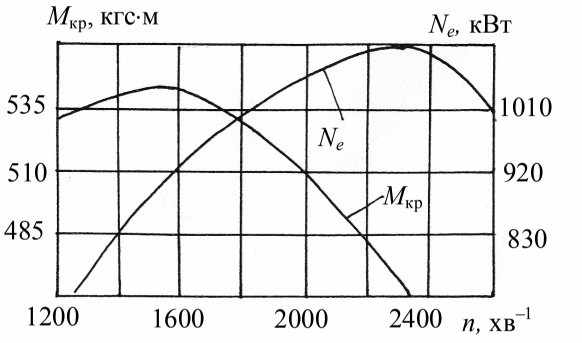
Поршні з алюмінієвого сплаву не охолоджувані із сталевою жаровою накладкою, мають по три компресійних кільця над пальцем та по два мас-



*а*



*б*




*в*

Показники технічного рівня двигуна 12ЧН15/16

| | I номінал | II номінал |
|---|---|---|
| 1. Номінальна потужність, кВт: | | |
| у стендових умовах | 882 | 1103 |
| в об'єктових умовах | 757 | 985 |
| 2. Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті, хв.$^{-1}$ | 1470 | 1570 |
| 3. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$ | 2350 | 2350 |
| 4. Кількість, розташування циліндрів | 12V, 60° | 12V, 60° |
| 5. Діаметр циліндра, мм | 150 | 150 |
| 6. Хід поршня, мм | 160 | 160 |
| 7. Коефіцієнт пристосованості | 1,4 | 1,2 |
| 8. Коефіцієнт робочих частот обертання | 1,6 | 1,5 |
| 9. Середній ефективний тиск, МПа | 1,35 | 1,69 |
| 10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год.) | 224 | 218 |
| 11. Літрова потужність, кВт/л | 26,0 | 32,5 |
| 12. Робочий об'єм, л | 33,9 | 33,9 |
| 13. Ступінь стиску | 13 | 13 |
| 14. Тиск наддуву, МПа | 0,32 | 0,38 |
| 15. Габаритна потужність , кВт/м$^3$ | 620,3 | 775,8 |
| 16. Суха маса, кг | 1500 | 1500 |
| 17. Питома маса, кг/кВт | 1,70 | 1,36 |

*Рисунок 5.15 – Двигун 12ЧН15/16:*

*а* – поперечний переріз; *б* – загальний вид; *в* – робочі характеристики

лозбірних. Шатуни центральні, поруч розташовані. У верхній голівці шатуна установлюються бронзові підшипники ковзання.

Конструкція нижньої головки шатуна дозволяє вести монтаж поршня в комплекті з шатуном через гільзу циліндра.

На двигуні установлені два ТК. Тиск наддуву 0,32 та 3,8 МПа для кожного з варіантів двигуна ($\pi_к$ відповідно дорівнює 2,6 та 4,3). Кожний з ТК працює на свій блок циліндрів.

Випускна система виконана за роздільною схемою (по три циліндри).

Паливні насоси індивідуальні, золотникового типу з кутоміном. Керування паливоподачею забезпечується електронно-гідромеханічним регулятором.

У розвалі двигуна установлений охолоджувач наддувного повітря.

Система змащення двигуна з сухим картером і багатосекційним масловідкачувальним насосом.

Масогабаритна характеристика двигуна дозволяє здійснювати його установку у НТМ замість двигуна В-46 без змін моторного відділення.

### 5.4. Інші вітчизняні двигуни для НТМ

Зробимо опис дизелів розробки ХКБД (м. Харків) для БМП та інших транспортних машин. Вони не відрізняються форсуванням. Конструктивні рішення, закладені в них, є прогресивними і допоможуть студентам засвоїти у більш повному обсязі напрямки створення дизелів для НТМ, які спроможні функціонувати надійно та ефективно.

#### 5.4.1. Двигуни типу В-2

Двигун В-46 належить до ряду чотиритактних двигунів типу В-2. Потужність його складає 575 кВт завдяки наддуву від приводного відцентрового компресора.

Указаний двигун – це одна з останніх модифікацій даного типорозмірного ряду. Історія двигунобудування не знає такого довгочасного життєвого циклу двигуна, оскільки його серійне виробництво, почате у 1939 році, успішно продовжується.

Двигун В-46 (12ЧН15/18) – багатопаливний, з безпосереднім вприскуванням палива та наддувом від приводного компресора (рис. 5.16), дванадцятициліндровий.

*Остов* відлитий з алюмінієвого сплаву та складається з картера, блока та підвісок, що притиснуті один до одного анкерними шпильками (див. рис. 3.95). Картер складається із верхньої та нижньої половинок: у верхній – є нахилі площини для закріплення блоків циліндрів та перегородки для розташування кришок корінних підшипників. У відливці передбачені порожнини для обігріву. Нижня половина картера є маслозбірником із порожниною для підігрівання масла перед пуском.

*Головка блока циліндрів* відлита з алюмінієвого сплаву, єдина на один ряд циліндрів. У кожній камері згоряння розміщені чотири клапани; у голівці конусні розточки дозволяють запресовувати та завальцьовувати сталеві сідла клапанів. Напрямні клапанів виконані з бронзи і запресовані у бобишки.

*У механізмі газорозподілу* впускний клапан має сферичну головку і виготовлений з жароміцної сталі. Впускний клапан має верхній привід. Розподільних вали два – впускний та випускний; вони встановлені на кожній головці (для кожного ряду циліндрів) на семи опорах. Виготовлені вони із сталі 45; кулачки підлягають обробці токами високої частоти.

*Гільза циліндрів* виготовлена із сталі 38ХМЮА. Внутрішнє дзеркало гільзи азотується, а зовнішня поверхня – вкривається молочним хромом. Центрується гільза по двох поясах – верхньому та середньому. На буртику гільзи з боку головки виконані кільцеві канавки (див. рис. 3.108), що поліпшує ущільнення газового стиску. Як прокладки газового стиску використовуються сталеві кільця, вкриті з обох торців томпаком.

*Поршень* монометалевий із алюмінієвого висококремністого сплаву АК12Д. Зовнішня поверхня поршня овальнобочкоподібна. Кільцеве ущільнення, яке складається з двох ущільнювальних та одного маслозбірного кілець, розташовано над пальцем. Палець пустотілий плаваючого типу. Конструкція поршня показана на рис. 3.72.

*Шатун* зчленованого типу. Головні шатуни розташовані у лівому блоці циліндрів, причіпні – у правому. Ходи поршнів, відповідно, складають: у лівому блоці – 180 мм, у правому – 186,7 мм. Шатуни двотаврового перерізу, виготовлені кованими із сталі 18Х2Н4МА, повністю оброблені та відполіровані. Конструкція шатуна показана на рис. 3.72.

*Колінчастий вал* виконаний за повноопорною схемою, з центральним підведенням масла, порожнистими корінними та шатунними шийками.

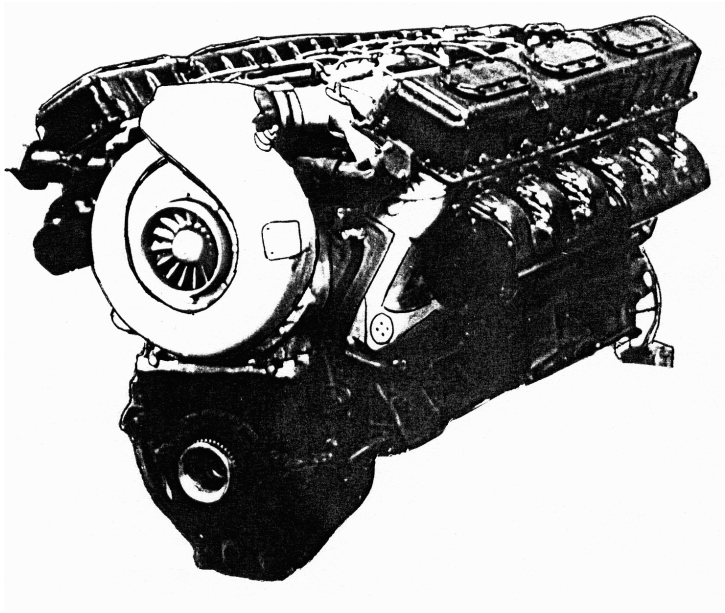


*Рисунок 5.16 – Двигун В-46. Загальний вигляд*

Показники технічного рівня
дизеля В-46

1. Максимальна потужність, кВт:
   у стендових умовах. . . . . 575
   в об’єктових умовах. . . . . 535
2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв.$^{-1}$. . . . . 2000
3. Діаметр циліндра, мм. . . . . .150
4. Хід поршня, мм. . . . . .180
5. Кількість, розташування циліндрів. . . . . .12V;60°
6. Робочий об’єм, л. . . . . .38,9
7. Ступінь стиску. . . . . .14
8. Тиск наддуву, МПа. . . . . .0,17
9. Витрата повітря, кг/с. . . . . 1,1
10. Коефіцієнт надлишку повітря. . . . . 1,65
11. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . 0,90
12. Середня швидкість поршня, м/с. . . . . 12
13. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год.). . . . . 245
14. Літрова потужність, кВт/л. . . . . 14,7
15. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . 505
16. Маса, кг. . . . . .980
17. Питома маса, кг/кВт . . . . . .1,70

Вал виготовлений із сталі 18Х2НЧМА, термооброблений, усі поверхні механічно оброблені, зовнішні поверхні шийок суперфінішовані.

*Паливна система* складається із контурів низького та високого тиску. Підкачка палива виконується насосом коловратного типу, який забезпечує прокачування 350 л/год. при тиску 0,35 МПа. Схема насоса показана на рис.4.2. Для очищення палива установлений фільтр тонкого очищення з картонним фільтрувальним елементом. Паливний насос високого тиску блочний, золотникового типу, 12-плунжерний. Діаметр плунжера 12 мм, хід 10 мм. Нагнітальний клапан перового типу. Форсунка закритого типу, штангова, з гідравлічним керуванням піднімання голки, із вбудованим щілинним фільтром.

*Регулятор* механічний, всережимний, прямої дії. Монтується на торці корпусу паливного насоса.

*Система змащення* комбінована, циркуляційна, із сухим картером. Нагнітальна та відкачувальні секції насосів змонтовані в єдиному корпусі. Редукційний клапан відрегульований на тиск у масляній магістралі 0,85 МПа. Попереднє очищення масла здійснюється у дротовому щілинному фільтрі, перепускний клапан якого відрегульовано на тиск 0,45 МПа; додаткове очищення масла – у реактивній центрифузі, ротор якої обертається з частотою 5000...7000 $хв^{-1}$.

*Система охолодження* закритого типу, високотемпературна, рідинна, з примусовою циркуляцією охолоджувального агента.

*Система пуску* електрична або стиснутим повітрям. Кожний спосіб пуску застосовується незалежно один від одного. При використанні малов'язких масел "холодний" пуск можливий при зниженні температури навколишнього середовища до –20 °С.

### 5.4.2. Двигун УТД-20

Цей двигун установлюється на БМП. Він шестициліндровий, V-подібний, з безпосереднім вприскуванням палива, рідинного охолодження, позначається 6Ч15/15.

Поперечний розріз двигуна показаний на рис.5.17.

Зовнішній вигляд дано на рис.5.18; поруч приведено показники технічного рівня двигуна УТД-20.

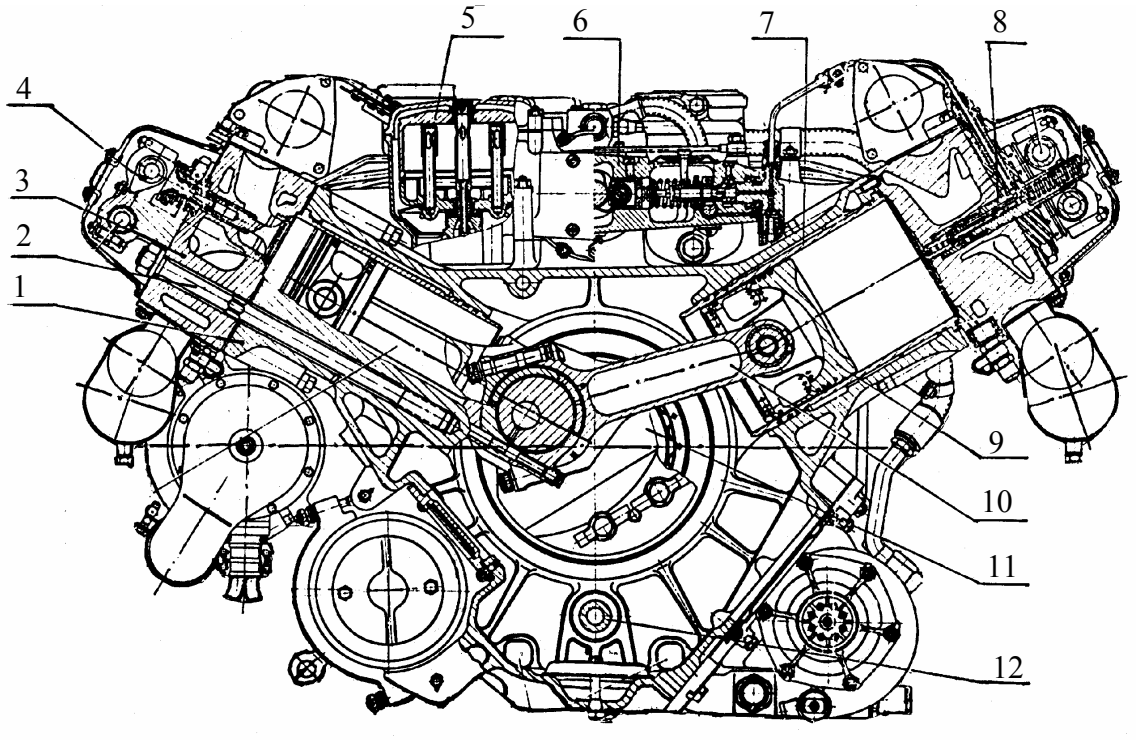



*Рисунок 5.17 – Поперечний переріз двигуна УТД-20:*

1 – блок циліндрів; 2 – стяжна шпилька; 3 – головка циліндрів; 4 – механізм газорозподілу; 5 – масляна центрифуга; 6 – паливний насос; 7 – гільза циліндру; 8 – форсунка; 9 – поршень; 10 – шатуни; 11 – колінчастий вал; 12 – вал врівноваження

*Блок циліндрів* V-подібний, з кутом розвалу 120°, тунельного типу із кремнєалюмінієвого сплаву. У центральні розточки під колінчастий вал установлені сталеві обойми. Нижче центральних розточок виконані розточки під врівноважувальний механізм. У блоці виконані канали для циркуляції охолоджувальної рідини, канали для зливання масла з головки. У кожному блоці виконано по три розточки, в які монтуються втулки циліндрів. Втулки (гільзи) циліндрів виготовлені із сталі 38ХМЮА, дзеркало яких азотується, а зовнішня – вкривається молочним хромом. Опорний бурт на верхньому торці має кільцеві канавки для ущільнення газового стиску з допомогою м’якого кільця з міді. Для ущільнення порожнини охолодження виконані три канавки на нижньому посадочному поясі, а на верхньому – одна.

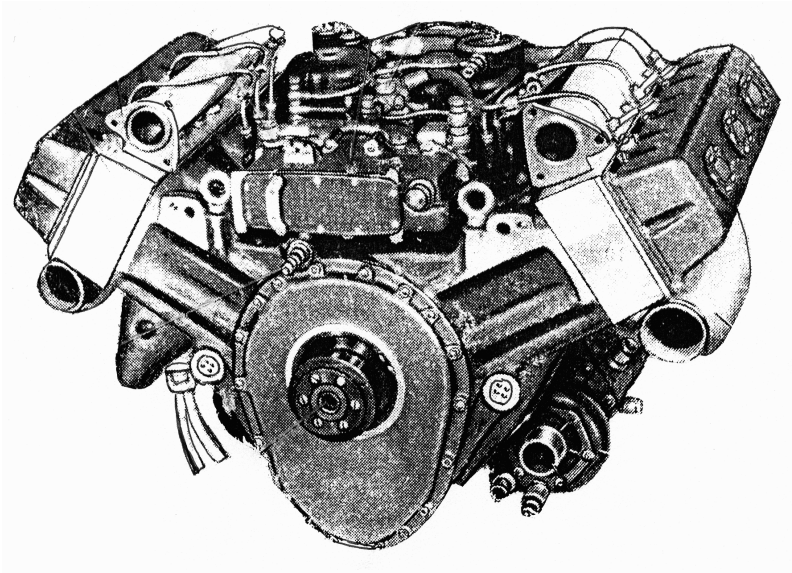


*Рисунок 5.18 – Дизель УТД-20. Вигляд спереду*

Показники технічного рівня
дизеля УТД-20

1. Максимальна потужність, кВт. . . . . 220
2. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності, хв$^{-1}$. . . . . 2600
3. Діаметр циліндра, мм. . . . . 150
4. Хід поршня, мм. . . . . 150
5. Кількість, розташування циліндрів. . . . . 6V; 120°.
6. Робочий об’єм, л. . . . . 15,9
7. Ступінь стиску, МПа. . . . . 15,8
8. Середній ефективний тиск, МПа. . . . . .0,64
9. Середня швидкість поршня. . . . . .13
10. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год.). . . . .228
11. Літрова потужність. . . . . .13,9
12. Габаритні розміри, мм, у т.ч.
    довжина. . . . . .874
    ширина. . . . . 1150
    висота . . . . . 757
13. Габаритна потужність, кВт/м$^3$. . . . . .285
14. Маса, кг. . . . . 665
15. Питома маса, кг/кВт . . . . . .3,0

*Головка блока* відлита з алюмінієвого сплаву, загальна на три циліндри. Вона стягується з блоком восьма стяжними та двадцятьма зшивними шпильками. У головці розташовані два впускних та два випускних клапани, які спираються на сталеві сідла. Привід клапанів безпосередній, верхній від двох розподільних валів.

*Колінчастий вал* установлений у розточках блок-картера на роликових підшипниках. Вал виконано зі сталі 18Х2Н4ВА, повністю оброблений. На першій та другій щоках колінчастого вала закріплені противаги. Підведення масла центральне.

На двигуні установлені *шатуни* центрального типу, до яких входять вильчаті й внутрішні шатуни. Нижня головка вильчатого шатуна змонтована на шатунній шийці колінчастого вала, а вздовж її зовнішнього діаметра працює внутрішній шатун. Вкладиші нижніх головок шатунів тонкостінні, сталеві, залиті свинцевистою бронзою БрС-30. Внутрішня поверхня вкладишів освинцьована, а зовнішня – обміднена.

*Поршень* монометалевий, виконаний із висококремністого алюмінієвого сплаву. У верхній зоні поршня виконано кільцеве ущільнення, яке складається із сталевих компресійних трапецієвидних кілець і чавунного маслозбірного кільця. Поршневий палець сталевий, цементований, плаваючого типу. Вздовж осі палець фіксується бронзовими заглушками.

*Система паливоподачі* включає паливопідкачувальний насос, фільтр тонкого очищення палива, паливний насос високого тиску золотникового типу, всережимний регулятор, форсунки закриті, штангові. Передбачено автоматичну зміну кута початку паливоподачі за допомогою спіральних евольвентних шліців, які виконано на кулачковому валу. Паливний насос розташовано у розвалі блока.

*Система охолодження* рідинна, високотемпературна, з примусовою циркуляцією.

*Система змащення* комбінована, циркуляційна, із сухим картером. Масляні насоси нагнітальні й відкачувальні шестеренчастого типу. Центрифуга реактивна, повнопоточна.

*Пуск* двигуна здійснюється електростартером або стиснутим повітрям. Пускові оберти не перевищують 120 $хв^{-1}$. На двигуні встановлено стартер С5-2С потужністю 11 кВт при частоті обертання 1100 $хв^{-1}$.

Для живлення споживачів електроенергією та зарядки акумуляторів на двигуні встановлено генератор ВГ-7500Н потужністю 5 кВт.

## 5.5. Енергоагрегати для НТМ

Протягом останніх 50 років потужність силових установок об'єктів зросла у 2,5...3 рази. При цьому основні двигуни крім безпосереднього функціонального призначення використовуються і для допоміжних робіт – заряджання акумуляторних батарей, обігріву екіпажу і т. ін. На допоміжних роботах двигуни працюють у режимах низьких частот обертання колінчастого вала й малих навантаженнях, що викликає коксування випускного тракту, закидання масла у випускний ресивер та появу значного димління.

Для усунення цих негативних наслідків використовуються допоміжні малопотужні енергоагрегати з метою заряджання акумуляторів, поліпшення пускових якостей основного двигуна, збереження його моторесурсу, поліпшення екологічних показників, забезпечення споживачів електроенергією при непрацюючому основному двигуні.

Потужність сучасних енергоагрегатів змінюється від 3 до 18 кВт. Характеристики енергоагрегатів деяких з об'єктів показані в табл. 5.1. Рівень потужності енергоагрегата залежить від кількості споживачів в об'єкті при їхній одночасній роботі.

Як джерела електричної енергії використовуються малолітражні чотиритактні дизелі або малорозмірні газотурбінні двигуни (ГТД). ГТД мають значно гіршу економічність порівняно із поршневим двигуном. Наприклад, дизель потужністю 8 кВт має витрату палива 3,4...3,6 кг/год, тоді як ГТД тієї ж потужності – 18 кг/год, тобто у 5 разів більше. Перевагою газотурбінного двигуна є можливість отримання більш високої потужності у тих же об'ємах. Габаритна та питома потужність енергоагрегата із ГТД вищі порівняно з поршневим. Оскільки потужність енергоагрегатів мала, то така перевага не може вважатися принциповою.

### 5.5.1. Автономні енергоагрегати

За способом функціонування енергоагрегати поділяються на автономні і вбудовані.

*Автономні* енергоагрегати тільки транспортуються на НТМ, але не мають загальних систем з об'єктом. Такі енергоагрегати можуть експлуатуватися на місці установки або на певній відстані від об'єкта з метою забезпечення комфортних умов роботи екіпажу. Автономний енергоагрегат

АД-8П\28,5-1Р показаний на рис. 5.19. Відповідно до стандарта, умовні позначення такі: А – електроагрегат; Д – дизельний; 8 – потужність, кВт; П/28,5 – постійний струм напругою 28,5 В; 1 – ступінь автоматизації; Р – система охолодження водно-повітряна.

Таблиця 5.1 – Параметри енергоагрегатів

| Країна | Тип об'єкта | Джерело енергії | Ел. потужність на клемах генератора, кВт | Габарити (LxBxH), мм | Маса, кг | Витрата палива, кг/год. | Об'єм, що займається, $м^3$ | Габаритна потужність, $кВт/м^3$ | Питома потужність, кВт/кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| США | М-1 | ГТД | 10 | 1430x600x375 | 53 | 25 | 0,32 | 31,2 | 0,19 |
| | | Дизель | 5 | 720x660x645 | 50 | 4,0 | 0,3 | 16,7 | 0,10 |
| Англія | Челленджер | Дизель | 16 | 1100x460x830 | 286 | 6,6 | 0,42 | 38 | 0,056 |
| Німеччина | Леопард-2 | ГТД | 10 | | 58 | 25 | 0,35 | 28,6 | 0,17 |
| | | Дизель | 10 | | 4,4 | | | | |
| Росія | Т-80У | ГТД | 18 | 930x410x290 | 82 | 27 | 0,11 | 163,6 | 0,22 |
| | Т-90 | ГТД | 18 | 1795x572x272 | 110 | 27 | 0,28 | 64,3 | 0,16 |
| | САУ "Мета" | ГТД | 18 | 867x550x580 | 110 | 27 | 0,28 | 64,3 | 0,16 |
| | КШМ[2)] | Дизель | 8 | 585x455x432 | 260 | 3,4 | 0,12 | 66,7 | 0,03 |
| Китай | МВТ-2000 | Дизель | 3 | | 120 | 1,5 | 0,11 | 27,3 | 0,025 |
| Україна | Т-84 | Дизель | 8 | 1450x450x310 | 276 | 3,4 | 0,2 | 40 | 0,03 |
| | БТ-ЛБу-1[2)] | Дизель | 8 | 1360x994x620[1)] | 430[1)] | 3,4 | 0,84 | 9,52 | 0,02 |
| | МГЗ[2)] | Дизель | 6 | | 300 | 3,2 | 0,51 | 11,8 | 0,02 |

Примітки: 1. Габарити та маса наведені з урахуванням габаритів та маси контейнера.

2. Прийняті позначення:
БТ-Лбу – багатоцільовий транспортер легкий броньований;
МГЗ – машина геодезичного забезпечення;
КШМ – командно-штабна машина

Вказаний енергоагрегат має власні системи охолодження, змащення, паливоподачі й може функціонувати автономно на відстані від основного об'єкта. Пуск здійснюється від акумуляторних батарей об'єкта.

Як джерело електроенергії використовується чотиритактний, двоциліндровий дизель із горизонтальним розташуванням циліндрів типу 2Ч7,8/7,8, на якому зверху розташований стартер-генератор СГ-8 (рис. 5.19, а). Привід СГ-8 здійснюється ресорою, що має зв'язок з колінчастим валом через циліндричну передачу.

Дана схема привода, що складається з двох мас, пов'язаних податливою ресорою, яка сприймає крутильні коливання у зоні низьких частот обертання, викликає зависання двигуна й руйнування ресори. Зменшення величини моментів, що діють у зоні резонансних частот, досягнуто за рахунок установки шестірень на дві опори, збільшення жорсткості опор, підбору податливості ресори.

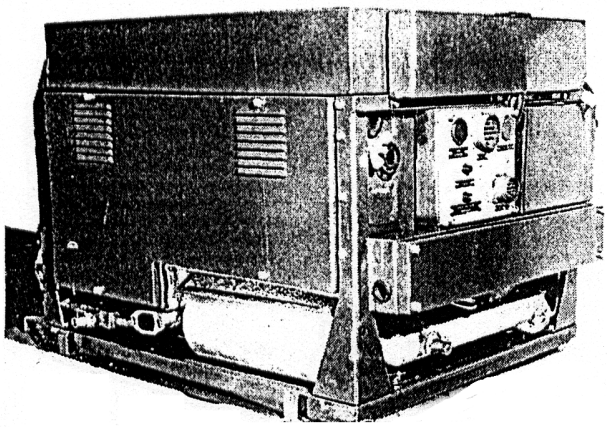
Аналогічну схему (генератор розташований над двигуном) має енергоагрегат об'єкта М-1 (США). Для приводу генератора використовується двоциліндровий дизель АС-2 повітряного охолодження фірми "Lester-Petter" при 3600 хв$^{-1}$. Генератор постійного струму встановлюється над двигуном та має ремінний привід від колінчастого вала із боку маховика. Дизель віброізольований та установлюється на рамі з дощок.

Таким же чином розроблена СКБ "Турбіна" (Росія, м. Челябінськ) ГТД, як допоміжна силова установка АП-18Е1Ж (рис. 5.20). Установка повністю автономна, із своїми власними системами паливоподачі, змащення, очищення повітря, оснащена теплообмінником. Потужність 18 кВт, струм постійний, напруга 28 В. Крім указаних вище функцій, установка забезпечує кондиціонування повітря у бойовому відділенні без використання рідинних холодоагентів.

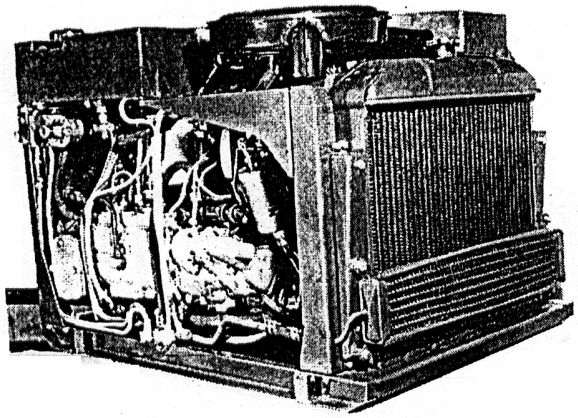
Для інших потреб бронетанкової техніки розроблені інші газотурбінні допоміжні силові установки ГТА 18А, АП18Д, АПК-40Т.

Для такого типу установок (з ГТД) характерні:

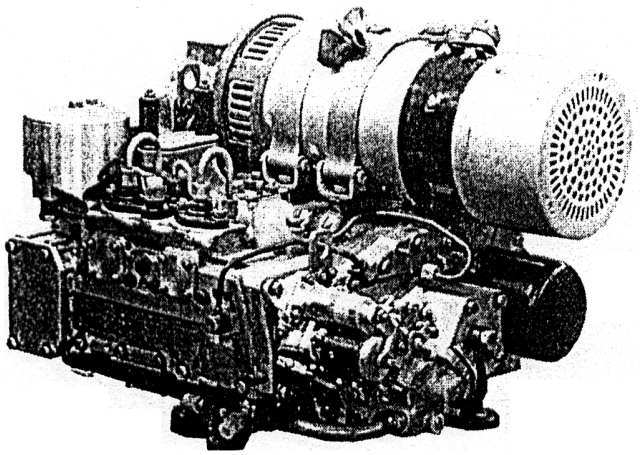
- висока компактність та мала маса;
- легкий пуск і вихід на робочий режим за 20...30 с;
- зручність в експлуатації.



*а*



*б*



*в*

*Рисунок 5.19 – Автономний енергоагрегат АД-8-П/28,5-1Р:*
а – *вигляд з боку панелі управління;* б – *вигляд на системи;* в – *установка генератора над двигуном*

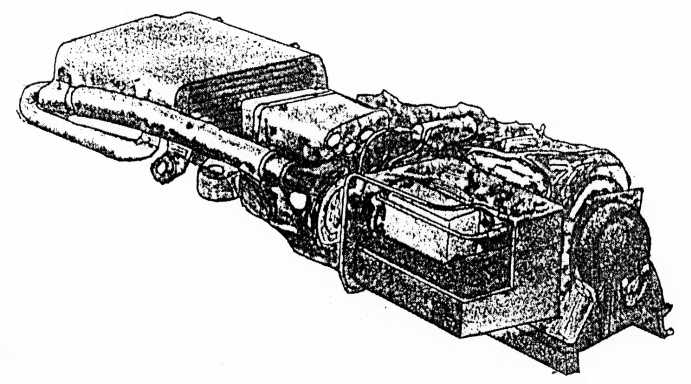


*Рисунок 5.20 – Автономний енергоагрегат АП-18ЕЖ з ГТД*

Однак газотурбінні малорозмірні двигуни мають дуже складну й теплонапружену конструкцію, високі трудомісткість виготовлення та вартість, великі втрати потужності при підвищенні температури навколишнього середовища (тобто кліматичну непристосованість), вкрай низьку паливну економічність (у 5 разів гіршу, ніж у дизелів). З цих причин енергоагрегати потужністю 3...16 кВт виконуються з поршневими двигунами, як правило.

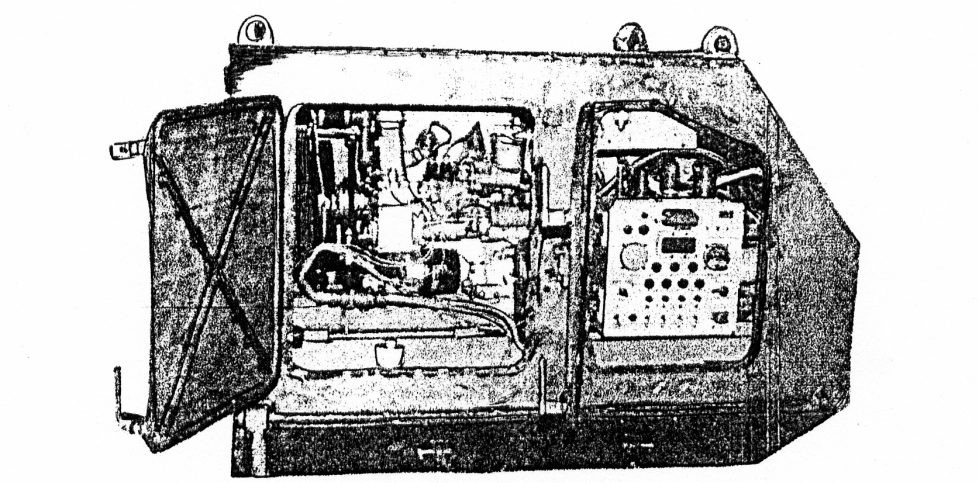
Оригінальна конструкція автономного енергоагрегата застосована на об’єкті МТ-Лбу-1. Агрегат установлений у герметичному контейнері та підвішений на задній стінці об’єкта. Експлуатація енергоагрегата можлива як на транспортному засобі, так і у виносному варіанті. Зовнішній вигляд енергоагрегата цієї установки АД8-П/28,5-2РП і силової установки показані на рис. 5.21.

Двигун 4 і стартер-генератор 6 типу СГ 10-1С установлені на загальній рамі 7. Привід генератора здійснюється через еластичну гумовометалеву муфту, що дозволило виключити резонансні крутильні коливання у робочому діапазоні частот обертання.

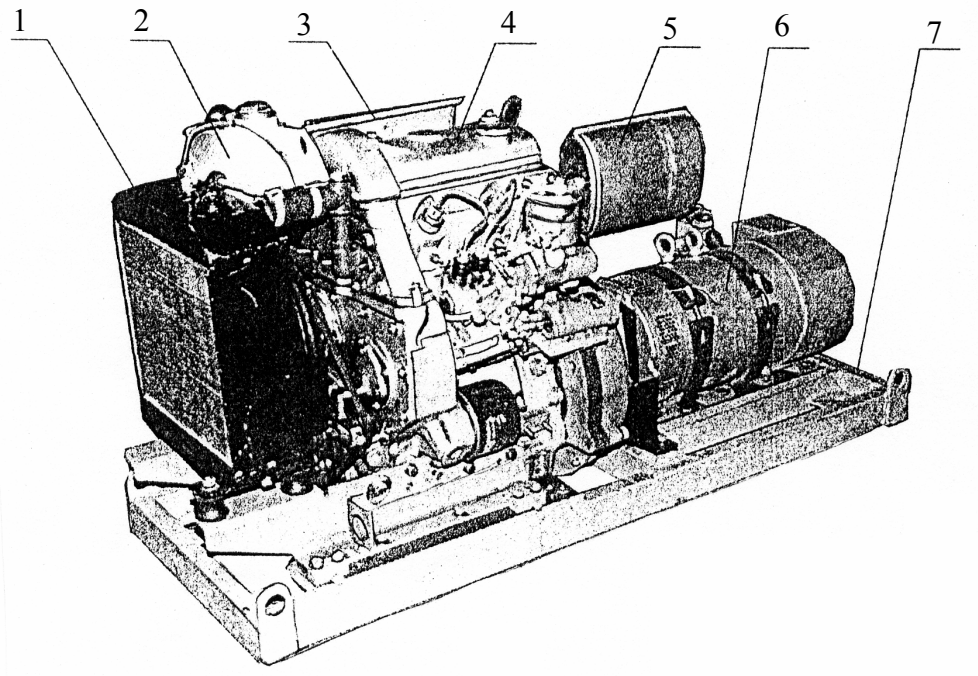
Пуск двигуна здійснюється від об’єктових акумуляторних батарей в автоматичному режимі. Для підвищення надійності пуску передбачено дублюючий ручний режим включення і виключення виконавчих елементів.

Система керування забезпечує дистанційне керування енергоагрегатом з пульта, установленого в об’єкті.

В даному енергоагрегаті як силова установки використаний малолітражний чотиритактний дизель 2Ч8,8/8,2 з розділеною КЗ, рідинним охолодженням. Поперечний розріз двигуна показаний на рис.5.22.



*а*




*б*

*Рисунок 5.21 – Енергоагрегат АД-П/28,5-2РП:*
*1 – енергоагрегат; 2 – розширювальний бачок; 3 – повітроочисник; 4 – двигун; 5 – глушник; 6 – стартер-генератор; 7 – рама*

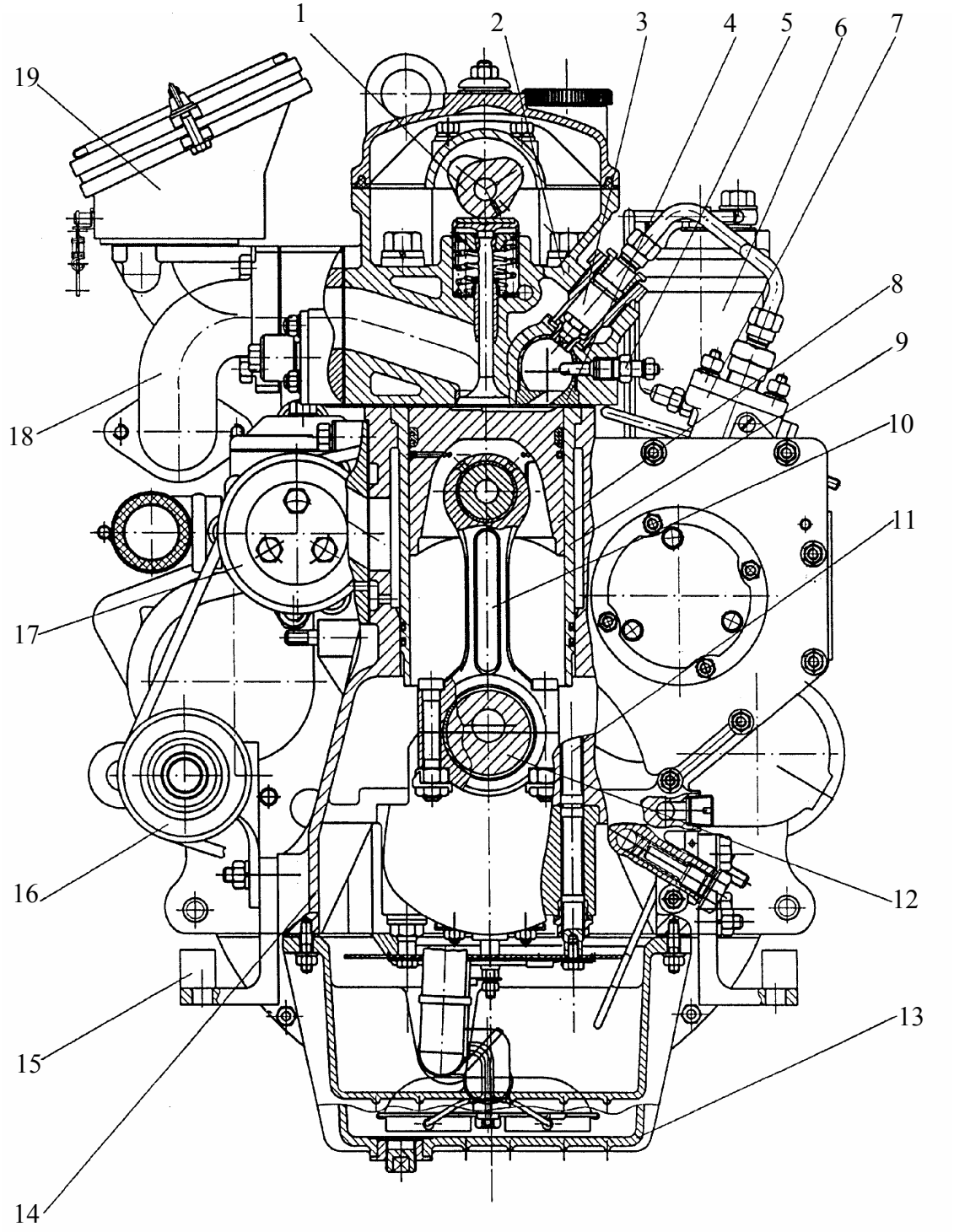



*Рисунок 5.22 - Поперечний розріз дизеля 2Ч8,8/8,2:*

1 – механізм газорозподілення; 2 – головка блока; 3 – форсунка; 4 – вихрева камера; 5 – свічка накалювання; 6 – фільтр тонкого очищення палива; 7 – ПНВТ; 8 – поршень; 9 – циліндр; 10 – шатун; 11 – силова шпилька; 12 – колінчастий вал; 13 – картер; 14 – блок циліндрів; 15 – опора; 16 – натяжний ролик; 17 – водяний насос; 18 – випускний колектор; 19 – повітроочисник

Головка 2 та блок циліндрів 14 виконані із алюмінієвого сплаву. Головка, блок та підвіски стягнуті силовими шпильками 11, які сприймають зусилля від тиску газів та розвантажують блок.

Паливний насос високого тиску 7 через закриту форсунку 3 з діаметром голки 3,5 мм подає паливо у вихрову КЗ 4. Для полегшення пуску двигуна у вихровій камері установлюється свічка накалювання 5.

У загальній головці 2 з верхнім розподільним валом установлені по два клапани на кожній циліндр.

Система охолодження – закрита. Охолодження циліндрів здійснюється водою, що прокачується насосом 17; охолодження – радіаторне.

Поршень 8 виконаний з алюмінієвого сплаву. Для усунення розбивання канавок кілець у головку поршня залито вставку з нерезистового чавуну. Ущільнювальні й маслозбірні кільця виготовлені з чавуну.

Колінчастий вал 12 – повноопорний, чавунний. Система змащення – комбінована, циркуляційна, з мокрим картером 13.

### 5.5.2. Вбудовані енергоагрегати

Вбудовані енергоагрегати мають ряд загальних систем з об'єктом. Вони можуть розташовуватися в МТВ основного об'єкта або на борту. В останньому випадку енергоагрегат установлюється у забронюваному об'ємі з метою захисту при експлуатації.

На рис. 5.23 показаний вбудований енергоагрегат АД8-У-П/28,5-2Р-П (приведені позначення: А – енергоагрегат; Д – дизельний; 8 – потужність, кВт; У – вбудований; П/28,5 – постійний струм напругою 8 В; 2 – ступінь автоматизації; Р – система охолодження двигуна водно-повітряна; П – під капотом (кожухом).

Двигун 1 та стартер 2 установлені на загальній рамі, на якій також розміщені охолоджувач води 5 з ежектором 4, охолоджувач масла 8 і маслоблок 9.

Енергоагрегат має автономні системи охолодження, змащення, пуску. Паливна система енергоагрегата поєднана з паливною системою основного об'єкта. Принципова схема енергоагрегата показана на рис.5.24.

Двигун і генератор мають єдину вісь. Їх поєднання здійснюється за допомогою пружної муфти (рис. 5.25, а), що змінює жорсткість валопроводу з метою виведення резонансних крутильних коливань із зони робочих

частот обертання (рис 5.25, б).

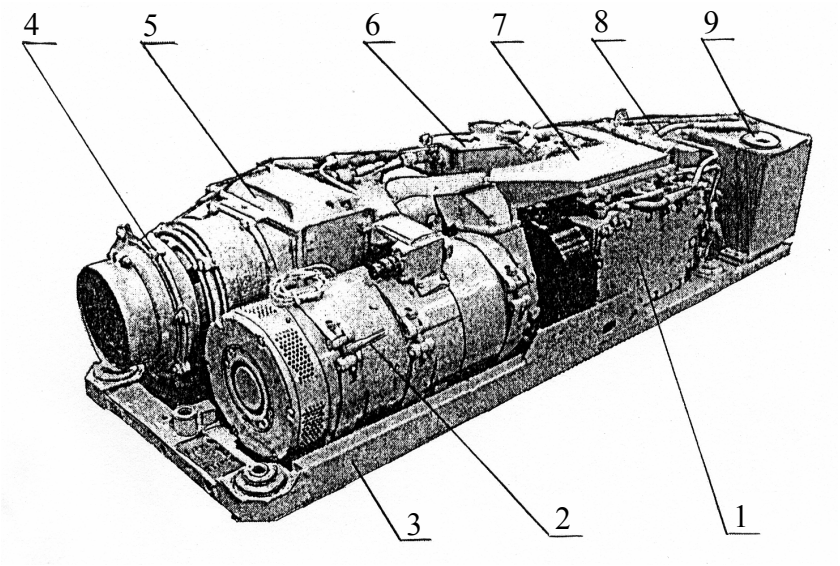


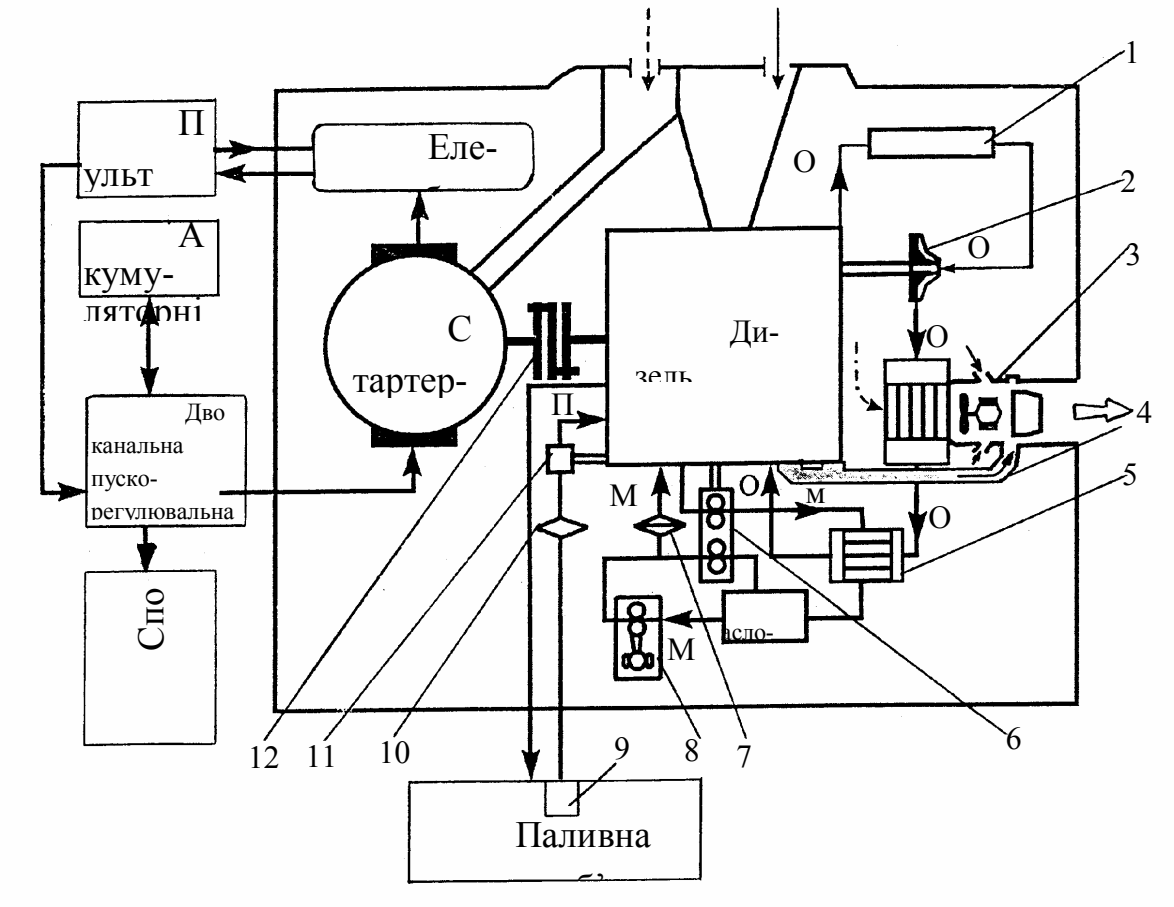

*Рисунок 5.23 – Енергоагрегат АД-8-П/18,5-2Р-П:*
*1 – двигун; 2 – стартер-генератор; 3 – рама; 4 – ежектор; 5 – охолоджувач води; 6 – розширювальний бачок; 7 – повітроочисник; 8 – охолоджувач масла; 9 – масляний бак*

Як джерело енергії в даному енергоагрегаті використовується чотиритактний дизель 2Ч7,8/7,8 рідинного охолодження, з безпосереднім сумішоутворенням, камерою у поршні. Зовнішній вигляд двигуна та його розріз показані на рис. 5.26.

Блок циліндрів 1 двигуна виконаний із сірого чавуну СЧ20 разом з головкою циліндрів (моноблок). Циліндри розташовані горизонтально. В розточках циліндрів установлені азотовані гільзи зі сталі 38Х2МЮА. У головці розташовані клапани.

Поршні виконані з алюмінієвого сплаву АК4-1, у верхній зоні поршня вштампований сталевий кільцетримач. Поршневі кільця – сталеві, на зовнішню поверхню нанесено хромо-вольфрамове покриття.

Колінчастий вал повноопорний, виконаний зі сталі 18Х2Н4МА, азотований кругом. Паливна апаратура золотникового типу. Форсунки закритого типу з голкою, діаметром 3,5 мм. Регулятор однорежимний, зупинка двигуна – електромагнітом.




Умовні позначення:

——→ до двигуна;

– – –→ до стартер-генератора;

–·–·–→ до охолоджувача;

Вихід газу:

⇨

**О** система охолодження;

**М** система змащення;

**П** паливна система

*Рисунок 5.24 – Принципова схема енергоагрегата АД8-У-П/28,5-2Р-П:*
*1 – компенсаційний блок; 2 – водяний насос; 3- охолоджувач води з вентилятором та ежектором; 4 – випускний колектор; 5 – охолоджувач масла; 6 – масло- агрегат; 7 – масляний фільтр; 8 – маслозакачувальна насосна станція; 9 – паливопідкачувальний насос об'єкта; 10 – паливний фільтр; 11 – паливопідкачувальний насос двигуна; 12 – маховик*

Енергоагрегат міститься у герметичному, броньовому відсіку, що викликає підвищення у ньому температури при роботі двигуна. Для вентиляції відсіку організовано рух повітря за допомогою ежектора, який використовує енергію випускних газів. При цьому температура у відсіку при температурі навколишнього середовища 20 °С не перевищує 90 °С. Враховуючи, що в ежекторі здійснюється змішування газів і повітря, оптична густина відпрацьованих газів знаходиться на рівні 16 %.

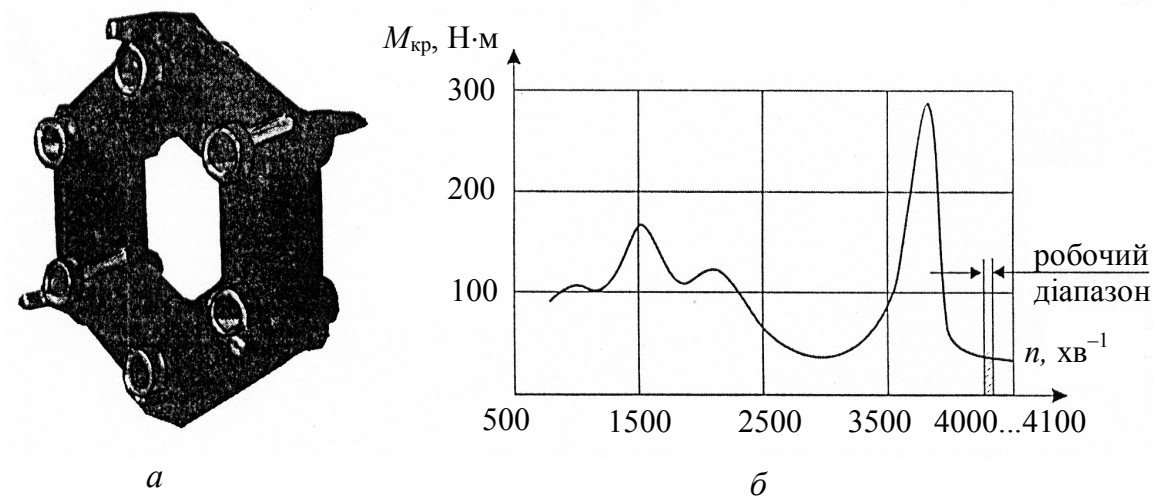
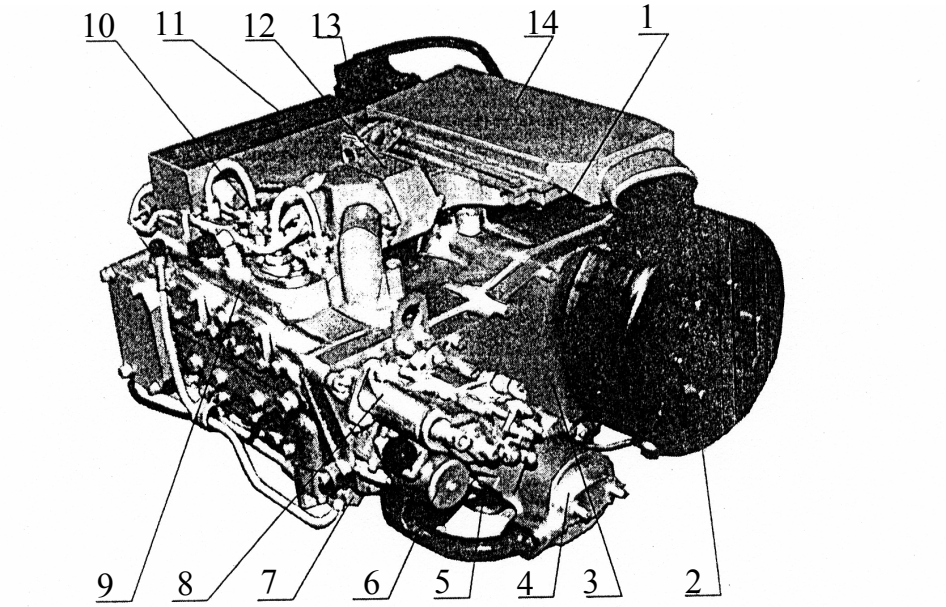
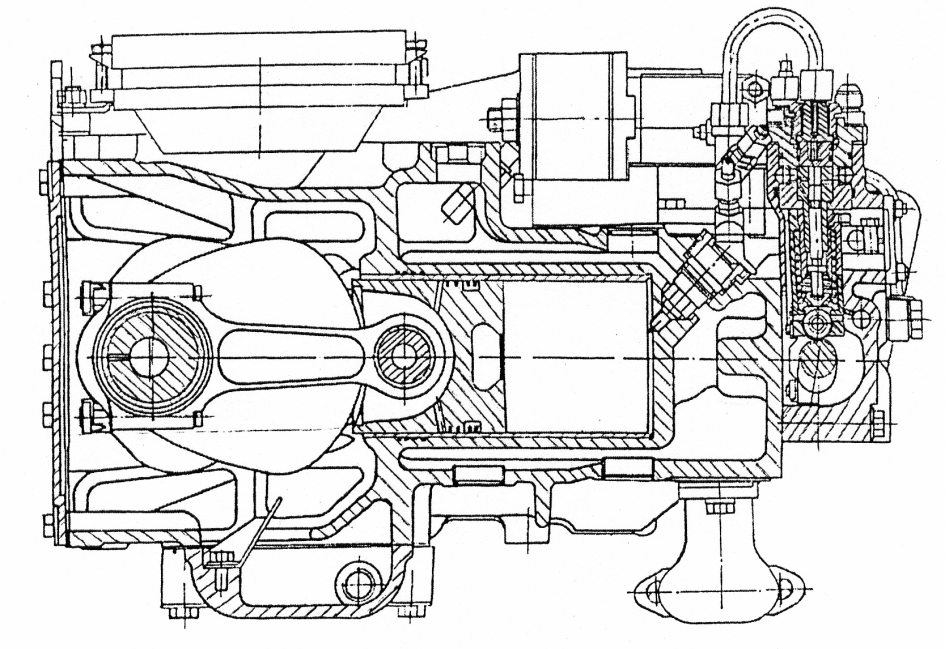



*Рисунок 5.25 – Пружна муфта (а) та динамічне навантаження (б) валопроводу "двигун–генератор" енергоагрегата АД-8-П/28,5-2Р-П*




*а*



*б*

Рисунок 5.26 – Дизель 2Ч7,8/7,8:

*а* – поперечний переріз: 1 – блок циліндрів; 2 – маховик; 3 – плита агрегатів; 4 – водяний насос; 5- система випуску; 6- соленоїд зупинки; 7- паливопідкачувальний насос; 8 – регулятор; 9 – ПНВТ; 10 – форсунка; 11 – передача; 12 – підігрівач; 13 – система суфлювання; 14- повітроочисник;
б – *загальний вигляд*

## Контрольні запитання та завдання

1. Які труднощі пов’язані з розробкою нових поколінь двигунів НТМ?
2. Які переваги та недоліки мають двотактні двигуни при їх використанні для НТМ?
3. Які переваги та недоліки мають чотиритактні двигуни при їх використанні для НТМ?
4. Які переваги та недоліки мають газотурбінні двигуни при їх використанні для НТМ?
5. Які конструктивні особливості мають двигуни НТМ різних поколінь?
6. Назвіть особливості конструкцій двигунів НТМ типу “Layland”.
7. Назвіть особливості конструкцій двигунів НТМ типу “Mitsubishy”.
8. Назвіть принципові конструктивні особливості вітчизняних двигунів НТМ типу 5ТДФ.
9. Які конструктивні особливості має двигун НТМ типу “МТУ”?
10. Перечисліть конструктивні особливості двигунів НТМ типу “Condor”.
11. Що таке система надвисокого наддуву “Гіпербар”?
12. Назвіть характерні особливості конструкції вітчизняних двигунів типу В-2.
13. Охарактеризуйте двигун для БМП вітчизняного виробництва.
14. Які конструктивні особливості мають перспективні двигуни НТМ вітчизняного виробництва типів 6ТДФ, ДТ, ТД та ін.?
15. Якими показниками оцінюють технічний рівень дизелів НТМ?
16. Які конструктивні заходи дозволяють забезпечити перспективний рівень літрової потужності двигунів НТМ?
17. Яке призначення енергоагрегатів?
18. Які типи та показники сучасних енергоагрегатів?
19. Назвіть характерні особливості автономних та вбудованих енергоагрегатів.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дубов В.С., Обзоров В.С., Репин А.А. Особенности системы охлаждения “Леопард-2” и “Челленджер”. – М.: Зарубежная военная техника, 1990.

2. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Куницын П.Е. и др. Улучшение экологических показателей транспортных двухтактных дизелей типа 6ТД путем автоматического отключения топливных форсунок // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2000. – Вып. 19. – С.163-167.

3. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бычков В.З. Моторное масло для форсированных танковых дизелей // Химия и технология топлив и масел. – М. – 2002. – №5. – С. 21-22.

4. Рязанцев Н.К., Грицюк А.В., Демиденко Д.В. Методика оценки эффективности устройств предпускового подогрева автотракторных дизелей // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2000. – Вып. 31. – С.124-126.

5. Soviet/Russian Armor and Artillery Design Practices, 1945 to Present. USA, 1999, 448 с.

6. Автомобильный справочник Bosch: Пер. с англ. Первое русское издание. – М.: Изд–во “За рулем”, 2000. –896 с.

7. Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник. Ч. 1/М.К.Рязанцев. –К.: ІСДО, 1993. –252 с.

8. Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник. Ч. 2/ М.К.Рязанцев. –Харків: ХДПУ, 1996. –388 с.

9. Машиностроение: Энциклопедия в 40 т. / Под ред. Н.Ф. Платонова. Т.4-15: Колесные и гусеничные машины – М.: Машиностроение, 1997. – 668 с.

10. Рассел А. Танки современных армий. – М.: ЭКСМО – Пресс, 2000. – 160 с.

11. Орлин А.С., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. –456 с.

12. Белов П.М., Бурячко В.Р., Акатов Е.И. Двигатели армейских машин. В 2 ч. –М.: Мин-во обороны СССР, 1971. Ч 1,2 –512 с.

13. Орлин А.С., Круглов М.Г. и др. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. –М.: Машиностроение, 1984. –384 с.

14. Тимченко І.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Муждобаев М.Р. Автомобільні двигуни / За ред. І.І. Тимченка. –Харків: Основа, 1995. – 464 с.

15. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: / Под ред. А.Ф. Шеховцова (А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др.) – К.: Тэхника, 1992. –272 с.

16. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф.Шеховцова (А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.) – Харьков: Основа. – 1992.-352 с.

17. Шеховцов А.Ф. Комп’ютерні системи управління ДВЗ: Навч. посібник. – Харків: ХДПУ, 1995. –256 с.

**З М І С Т**

ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ. . . . . 3
ПЕРЕДМОВА. . . . . 5
ВСТУП. . . . . 8
ГЛАВА 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН. . . . . 12
1.1. Вимоги до двигунів НТМ. . . . . 12
1.2. Сучасний стан та тенденції подальшого розвитку двигунів для НТМ. . . . . 17
1.2.1. Енергетичні показники. . . . . 17
1.2.2. Масогабаритні показники. . . . . 29
1.2.3. Технологічність двигунів. . . . . 29
Контрольні запитання та завдання. . . . . 30
ГЛАВА 2. КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. . . . . 31
2.1. Заходи щодо поліпшення газообміну. . . . . 31
2.2. Забезпечення якісного сумішоутворення та згоряння. . . . . 38
2.2.1. Паливна апаратура. . . . . 31
2.2.2. Камери згоряння. . . . . 41
2.3. Забезпечення багатопаливності. . . . . 46
2.4. Кліматичне пристосування двигуна. . . . . 48
2.4.1. Пристосування двигуна до гірських умов. . . . . 49
2.4.2. Пристосування двигуна до підвищеної температури навколишнього середовища. . . . . 51
Контрольні запитання та завдання. . . . . 53
ГЛАВА 3. КОНСТРУКЦІЇ ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ НТМ. . . . . 54
3.1. Поршнева група. . . . . 54
3.1.1. Функції і призначення поршневої групи. . . . . 54
3.1.2. Умови роботи поршневої групи. . . . . 55
3.1.3. Вимоги до конструкції поршня. . . . . 56
3.1.4. Аналіз конструкцій поршнів. . . . . 56
3.1.5. Аналіз теплопотоків, що перетікають крізь поршень. . . . . 64
3.1.6. Корпус поршня . . . . . 64
3.1.7. Жарове кільце. . . . . 66

3.1.8. Поршневі розрізні кільця. . . . . 79
3.1.9. Поршневий палець. . . . . 94
3.1.10.Конструкції поршнів швидкохідних дизелів для НТМ. . . . . 96
3.1.11. Розрахунок деталей поршневої групи. . . . . 107
3.1.12. Нові матеріали, що застосовуються при створенні поршнів 119
3.2. Шатун. . . . . 124
3.2.1. Стрижень шатуна. . . . . 125
3.2.2. Поршнева головка шатуна. . . . . 125
3.2.3. Підшипник поршневої головки шатуна. . . . . 126
3.2.4. Кривошипна головка шатуна. . . . . 129
3.2.5. Вкладиші шатунів. . . . . 130
3.2.6. Шатунні болти. . . . . 135
3.2.7. Осьова фіксація шатуна. . . . . 136
3.2.8. Розрахунок елементів шатуна. . . . . 136
3.2.9. Конструкції шатунів двигунів НТМ. . . . . 146
3.3. Колінчастий вал. . . . . 154
3.3.1. Конструктивні співвідношення елементів колінчастого вала. . . . . 156
3.3.2. Матеріал колінчастого вала. . . . . 157
3.3.3. Вибір кількості та типу корінних опор колінчастого вала. . . . . 159
3.3.4. Конструкції елементів коліна. . . . . 159
3.3.5. Розрахунок колінчастого вала. . . . . 163
3.3.6. Методи підвищення міцності від утоми колінчастого вала. . . . . 169
3.3.7. Маховики. . . . . 171
3.3.8. Гасителі крутильних коливань. . . . . 174
3.4. Остов двигуна. . . . . 178
3.4.1. Остови автотракторних двигунів та двигунів НТМ. . . . . 179
3.4.2. Конструкція газового стику. . . . . 183
3.5. Конструкції гільз циліндрів. . . . . 184
3.6. Головка (кришка) циліндра. . . . . 191
3.7. Механізм газорозподілу. . . . . 200
3.7.1. Механізм приводу клапанів. . . . . 201
3.7.2. Клапани. . . . . 205

3.7.3. Пружина клапана. . . . . 213
3.7.4.Регулювання клапанного механізму. . . . . 215
3.7.5. Кінематика і динаміка клапанного приводу. . . . . 216
3.7.6. Розрахунок деталей привода механізму газорозподілу. . . . . 229
Контрольні запитання та завдання. . . . . 240
ГЛАВА 4. КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМ ДВИГУНІВ НТМ. . . . . 242
4.1. Система паливоподачі. . . . . 242
4.1.1. Контур низького тиску палива. . . . . 243
Паливні баки. . . . . 243
Паливні фільтри. . . . . 245
4.1.2.Контур високого тиску палива. . . . . 250
Паливні насоси високого тиску. . . . . 250
Форсунки. . . . . 265
Паливопроводи високого тиску. . . . . 275
Конструкції ПНВТ форсованих двигунів. . . . . 276
Конструкції форсунок форсованих двигунів. . . . . 280
Конструктивні особливості насос-форсунки. . . . . 284
4.2. Система повітропостачання. . . . . 285
4.2.1. Особливості відцентрових компресорів. . . . . 286
4.2.2. Конструкції приводних відцентрових компресорів двигунів НТМ. . . . . 303
4.2.3. Конструкції турбін наддуву. . . . . 313
4.2.4. Конструктивні особливості турбокомпресорів наддуву. . . . . 321
4.2.5. Охолоджувачі повітря для наддуву. . . . . 327
4.3. Випускна система. . . . . 339
4.3.1. Конструктивні особливості випускного колектора. . . . . 340
4.3.2. Турбінний агрегат. . . . . 346
4.3.3. Глушники шуму. . . . . 348
4.3.4. Конструктивні заходи щодо зменшення нагароутворення у форсованих двигунах НТМ. . . . . 351
4.4. Особливості систем змащення. . . . . 355
4.4.1. Вимоги до систем змащення. . . . . 355
4.4.2. Моторні масла. . . . . 361
4.4.3. Конструкція і розрахунок системи змащення . . . . . 361
Способи та заходи змащення двигунів. . . . . 366

Теоретичні основи центрифугування. . . . . 369
Масляний нагнітальний насос. . . . . 373
Параметри системи змащення. . . . . 375
4.4.4. Вентиляція картера. . . . . 376
4.5. Особливості систем охолодження. . . . . 376
4.5.1. Принципи побудови систем охолодження. . . . . 377
4.5.2. Конструкція системи охолодження. . . . . 381
4.5.3. Конструктивні заходи щодо підвищення кавітаційної стійкості рідинних систем охолодження. . . . . 385
4.6. Особливості систем пуску. . . . . 388
4.6.1. Умови та етапи пуску форсованих двигунів НТМ. . . . . 388
4.6.2. Конструктивні заходи щодо облегчення пуску форсованих двигунів НТМ. . . . . 392
Поліпшення запалюваності дизельного палива. . . . 392
Підігрівання повітря на всасуванні. . . . . 393
Зниження моменту опору обертання колінчастого вала. . . . . 396
Підвищення ефективності електричних засобів пуску двигунів. . . . . 397
Допоміжні двигуни систем пуску. . . . . 402
Пуск двигунів із рідинним підігрівом. . . . . 403
Аварійний пуск. . . . . 403
Інші засоби пуску ДВЗ. . . . . 403
4.7. Конструктивні особливості системи автоматичного регулювання. . . . . 404
4.7.1. Принципи побудови та конструктивні особливості авторегулювання сучасних двигунів НТМ. . . . . 404
4.7.2. Характеристики регуляторів. . . . . 410
4.7.3. Роль САР у оптимізації режимів роботи двигуна НТМ. . . . . 415
4.7.4. Перспективні схеми регулювання двигунів НТМ. . . 417
Електро-гідромеханічний регулятор. . . . . 417
Електронний регулятор. . . . . 418
Контрольні запитання та завдання. . . . . 423

ГЛАВА 5. КОМПОНОВКИ, КОНСТРУКТИВНІ РІШЕННЯ ТА ТЕХНІЧНИЙ РІВЕНЬ ДВИГУНІВ НТМ. . . . . 426
5.1. Двотактні форсовані двигуни НТМ. . . . . 426
5.1.1. Двигуни фірми “Leyland”. . . . . 427
5.1.2. Двигуни фірми “Mitsubishy”. . . . . 430
5.1.3. Двигун 5ТДФ вітчизняного виробництва. . . . . 433
5.2. Чотиритактні форсовані двигуни НТМ. . . . . 438
5.2.1. Двигуни фірми MTU. . . . . 439
5.2.2. Двигуни фірм “Teledine-Continental” та “Cammins”. . . . . 443
5.2.3. Двигуни фірми “Rolls-Roys”. . . . . 448
5.2.4. Двигуни фірми “SSCM”. . . . . 453
5.3. Нові модифікації форсованих двигунів НТМ вітчизняного виробництва. . . . . 456
5.3.1. Двотактні перспективні двигуни 6ТД-1, 6ТД-2, 5ТДФМ. . . . . 456
5.3.2. Чотиритактний двигун 12ЧН15/16. . . . . 461
5.4. Інші вітчизняні двигуни для НТМ. . . . . 463
5.4.1. Двигуни типу В-2. . . . . 463
5.4.2. Двигуни УТД-20 для БМП. . . . . 466
5.5. Енергоагрегати для НТМ. . . . . 470
5.5.1. Автономні енергоагрегати. . . . . 470
5.5.2. Вбудовані енергоагрегати. . . . . 477
Контрольні запитання та завдання. . . . . 480
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ. . . . . 482

## ВІДОМОСТІ ЩОДО АВТОРІВ

### *МАРЧЕНКО Андрій Петрович*

Проректор з наукової роботи, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з екології, вторинного тепловикористання та оптимізації робочого процесу перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

### *РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович*

Генеральний конструктор з танкових двигунів, заслужений діяч науки і техніки та академік Інженерної академії наук України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з конструювання, доводки та оптимізації технічного рівня перспективних танкових дизелів, Лауреат Державних премій України.

### *ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович*

Виконуючий обов'язки завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут", заслужений діяч науки та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з надійності та тривалої міцності деталей перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

Навчальне видання

МАРЧЕНКО Андрій Петрович
РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович
ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

# ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Серія підручників у 6 томах

Том 1

## РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

За редакцією А.П. Марченка
А.Ф. Шеховцова

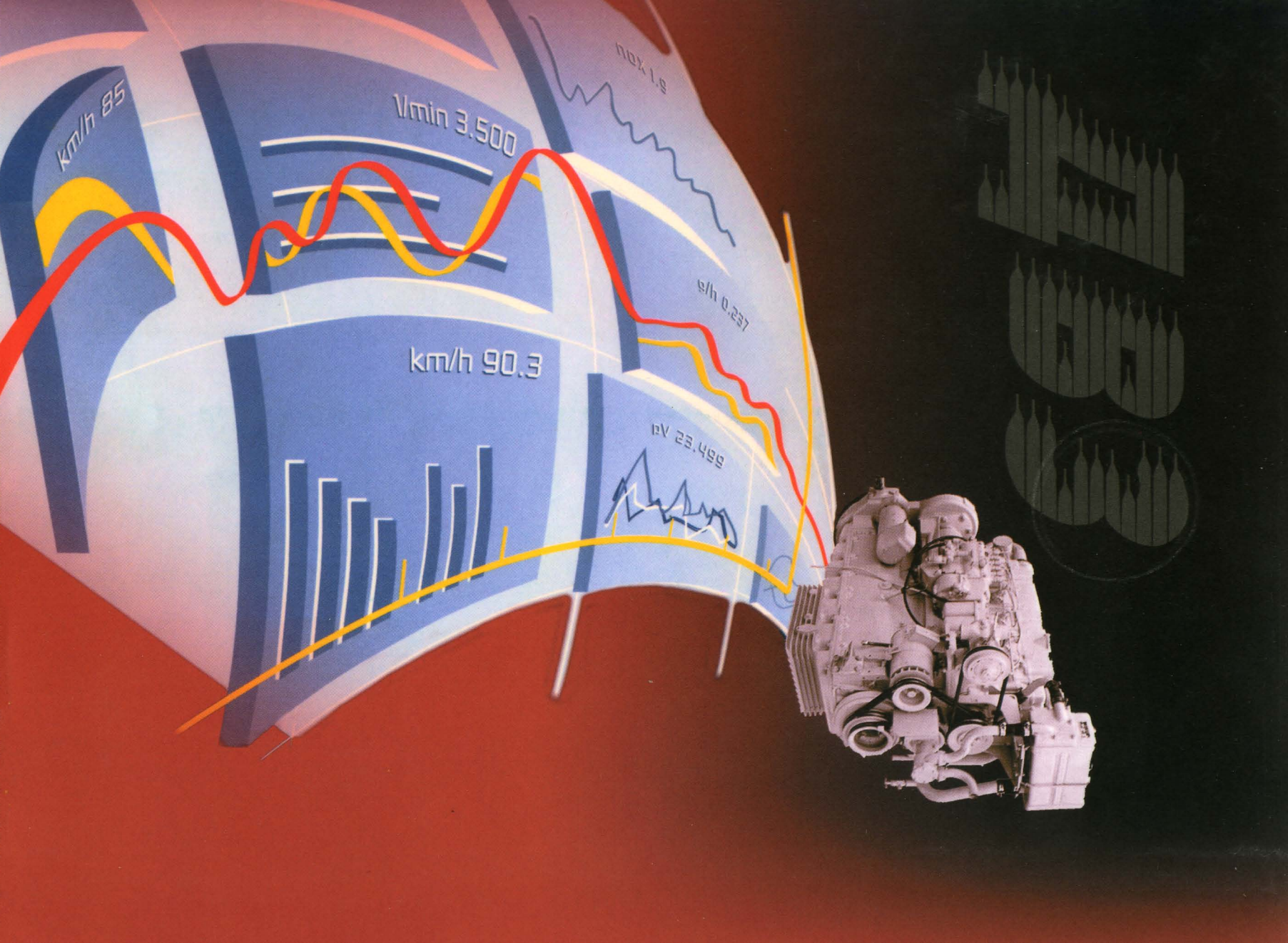
Редактори М.П. Єфремова
О.І. Шпильова

План 2004 р., п.11/

Підписано для друку Формат Папір
Друк – ризографія. Гарнітура. Times. Ум. друк. арк.
Обл. – вид. арк. 28,0. Тираж 500 прим.
Зам. № Ціна договірна

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000.
Видавничий центр НТУ "ХПІ". 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ "ХПІ"
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21


km/h 85
1/min 3.500
nox 1.9
g/h 0.237
km/h 90.3
pV 23.499