

# ТЕМА « ТЕПЛОВА НАПРУЖЕНІСТЬ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ»

## Лекція 12

1. Теплообмін в двигунах і теплова напруженість їх деталей.
2. Тепловий стан деталей циліндро-поршневої групи.
3. Вплив параметрів робочого процесу на температуру деталей.

### 1 Теплообмін в двигунах і теплова напруженість їх деталей

Форсування двигунів за швидкісним режимом і середнім ефективним тиском приводить до росту механічних і теплових навантажень. Часто саме надмірне зростання теплової напруженості обмежує ступень можливого форсування двигунів внутрішнього згоряння.

Під теплонапруженістю слід розуміти температурний стан деталей, який характеризується значеннями температур і температурних градієнтів. Від нього в свою чергу залежать температурні напруження, механічні властивості матеріалів та умови змащення поверхонь тертя.

В найбільш складних умовах за тепловою напруженістю знаходяться: вогневе днище головки блоку циліндрів і поршня, головки клапанів, розпилювачі форсунок і свічки запалювання. Їх температурний стан суттєво впливає на умови експлуатації двигуна і його надійність.

Перегрівання поршня призводить до коксування поршневих кілець, задирання робочих поверхонь поршня і гільзи. Внаслідок нерівномірного температурного поля днища поршня і головки циліндрів вони сильно деформуються, що призводить до виникнення тріщин і прогарів. Перегрівання клапана призводить до обгоряння робочої фаски і порушенню компресії. Перегрівання розпилювача призводить до закоксування соплових отворів і навіть утрати рухливості запірного органу.

Досягнення оптимальних умов з теплового стану форсованого двигуна визначається раціональною конструкцією деталей, що сприймають теплоту, порожнин охолодження і параметрів агрегатів системи охолодження, а також оптимальним вибором параметрів робочого процесу ( $\alpha$ ,  $\Theta_{\text{впр}}$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$  та ін.)

Теплова напруженість деталей ДВЗ визначається величиною і характером змінювання теплових потоків. Питомий тепловий потік, або густина теплового потоку визначається за формулою

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (2.1)$$

де  $Q$  – кількість теплоти, що проходить через поверхню, Вт;  
 $F$  – площа поверхні, через яку проходить тепловий потік, м<sup>2</sup>.

Теплові потоки в ДВЗ мають нестационарний характер. При роботі двигуна змінюються: тиск, температура, склад і фізичні властивості робочого тіла, швидкість його руху відносно теплосприймальних поверхонь внутрішньо-циліндрового простору, а також площі цих поверхонь в широких межах. Теплота може передаватися від робочого тіла до стінок конвекцією або тепловипромінюванням. Ця теплота може бути розрахована за формулою Н'ютона – Ріхмана:

$$Q = \alpha_T (T - T_{ст}) F, \quad (2.2)$$

де  $\alpha_T$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$T$  – температура робочого тіла, К;

$T_{ст}$  – температура стінки, К.

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від великої кількості факторів: інтенсивності руху робочого тіла, вібрації стінок камери згоряння, концентраційної і температурної неоднорідності робочого тіла, орієнтації випромінювачів відносно теплосприймаючих поверхонь та ін. Тому теоретичне визначення коефіцієнта тепловіддачі має значні труднощі. Пропонується велика кількість емпіричних співвідношень для визначення коефіцієнта тепловіддачі. Найбільш простою формулою для коефіцієнта тепловіддачі є формула Ейхельберга:

$$\alpha_T = 7,8^3 \sqrt{C_m} \sqrt{pT}, \quad (2.3)$$

де  $C_m$  – середня швидкість поршня;

$p, T$  – відповідно тиск і температура робочого тіла.

Ця формула не враховує теплове випромінювання.

Формула Пфлаума враховує тиск наддування і визначається окремо для гільзи циліндра, кришки і головки поршня.

Формула Вошні враховує розміри двигуна. Формула для  $\alpha_T$  проф. Г.Б. Розенбліта дає можливість визначення локальних значень коефіцієнтів тепловіддачі.

На рис. 2.1 показаний характер змінювання густини теплового потоку від робочого тіла до днища головки блоку циліндра дизеля [5].

На рис. 2.1 зображена густина сумарного теплового потоку  $q_{\Sigma}$ , а також конвективного  $q_k$  і променистого  $q_p$ .

Аналіз рисунку 2.1 показує, що в період впускання тепловий потік має зворотній напрям (від стінки до газів) і складає невелику частину загального теплового потоку за цикл (1...2 %). В процесі стискання він підвищується. Наприкінці стискання тепловий потік підвищується за рахунок променистого теплообміну, який існує практично на усьому періоді розширення.

В табл. 2.1 приведена відносна кількість теплоти, яка передана теплосприймальній поверхні в різних стадіях циклу.

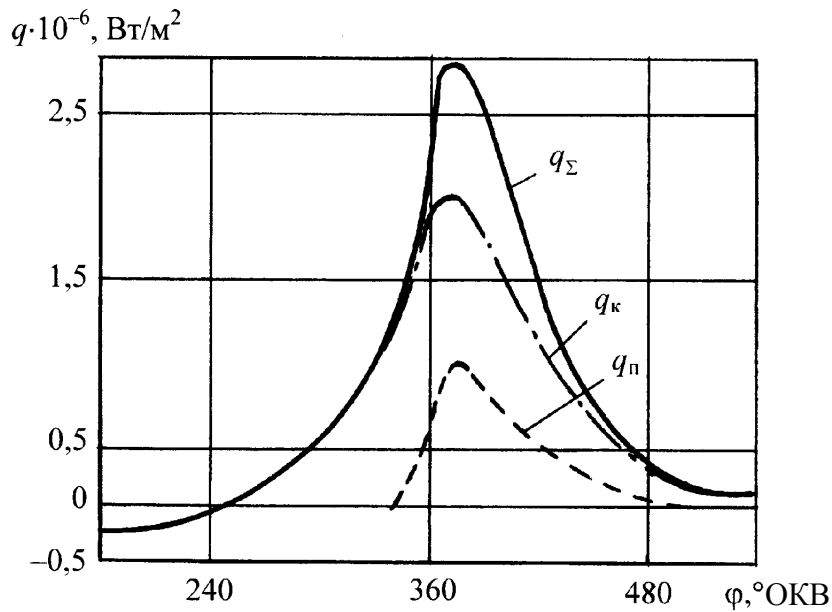


Рисунок 2.1 – Характер змінювання густини сумарного, конвективного і променистого теплових потоків від робочого тіла до стінок камери згоряння чотиритактного дизеля

Таблиця 2.1 – Кількість теплоти, яка передана теплосприймальній поверхні в різні стадії циклу

Тип двигуна	Кількість теплоти, %		
	Стискання	Робочий хід	Випуск
З іскровим запалюванням	1,0...2,0	63...70	29...35
Дизель	5,0...8,0	70...90	5...22

## 2 Тепловий стан деталей циліндро-поршневої групи

В результаті циклічного змінення газодинамічних і термодинамічних параметрів робочого тіла в циліндрі двигуна виникає пульсуючий тепловий потік в стінки деталей, що утворюють камеру згоряння. Внаслідок пульсуючого характеру змінення інтенсивності підводу теплоти в поверхневих шарах деталей виникають коливання температури, які мають назву температурних хвиль. На рис. 2.2 наведено характер змінення за часом температури кришки циліндра двотактного дизеля на різних відстанях від поверхні [5].

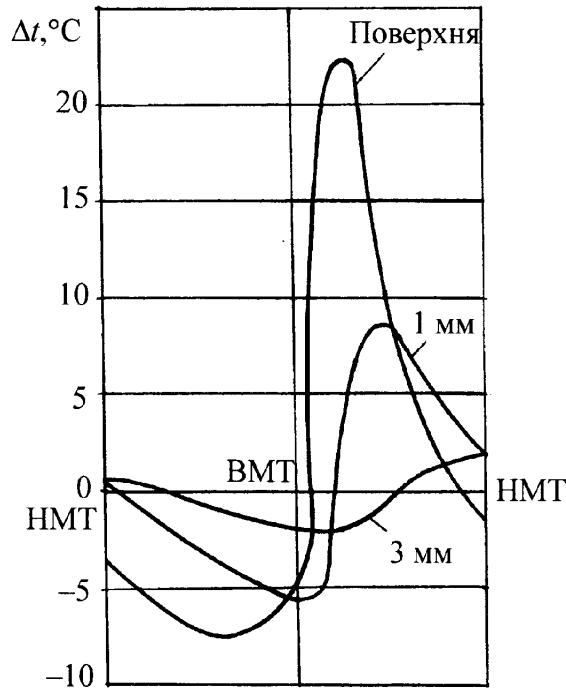


Рисунок 2.2 – Характер змінювання температури  $\Delta t$  кришки циліндра двотактного дизеля на різних відстанях від поверхні

Найбільша амплітуда коливань температури виникає на поверхні. Коливання температури відстають за фазою від коливань теплового потоку. У високооберткових двигунах температура теплосприймальних поверхонь змінюється на протязі циклу не більш ніж на  $5...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в той час як в малооберткових дизелях амплітуда коливань температур може досягати  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що викликає додаткові напруження, котрі можуть досягти значень  $100\text{ МПа}$ .

Нанесення різного роду покриттів на теплосприймальні поверхні дозволяє значно розвантажити поверхневий шар деталей від додаткових напружень.

Для забезпечення достатньої довготривалості і надійності роботи деталей необхідно щоб:

- абсолютні значення температур не перевищували припустимі величини;
- розподіл температур по тілу деталі не викликав великих температурних напружень.

Висока температура деталі може привести до значного погіршення фізико-механічних властивостей матеріалу і його структури. З ростом температури зменшується межа міцності  $\sigma_b$ , модуль пружності  $E$ , а також твердість матеріалу.

Досвід світового двигунобудування показує, що максимальні температури не повинні перевищувати такі значення:

головка циліндра	–	250 °С;
головка поршня	–	250 °С;
гільза циліндра	–	180...200 °С;
розпилювач форсунки	–	210 °С;
головка клапана	–	500...600 °С.

Температурний стан деталі часто зображується у вигляді креслення з нанесеними ізотермами. На рис. 2.3 показано розподіл температур на поверхні днища і бічних стінок поршня дизеля ЯМЗ-238 на номінальному режимі роботи. Видно, що найбільше нагріті поверхні днища поршня і заглибини в ньому, де температура досягає 300 °С, а в дизелях з наддувом вона доходить до 400 °С [2].

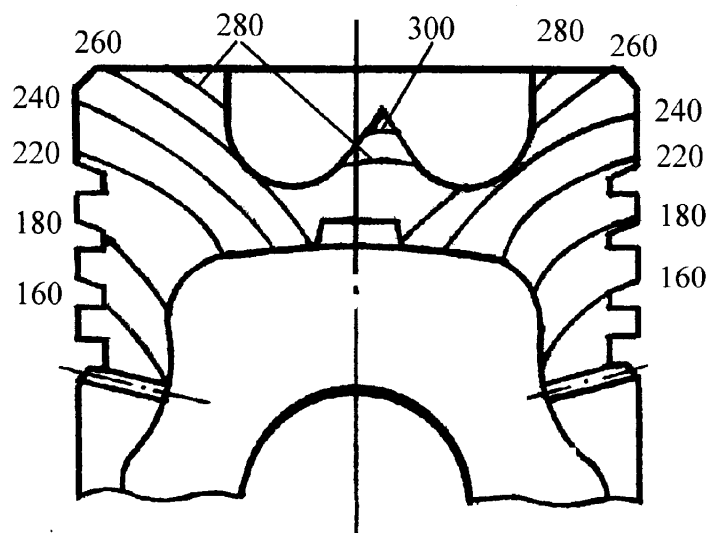


Рисунок 2.3 – Розподіл температур (в °С) у поршні дизеля ЯМЗ-238 на номінальному режимі роботи

Характерною температурою є температура в зоні першого поршневого кільця. Ця температура не повинна перевищувати 200 °С, щоб не було сильного зношування і закоксування поршневих кілець.

### 3 Вплив параметрів робочого процесу на температуру деталей

*Тиск наддуву.*

Підвищення тиску наддування  $p_k$  приводить до росту густини робочого тіла на початку стиску і на протязі всього циклу. Для конвективного теплообміну справедлива критеріальна залежність

$$\text{Nu} = \text{const Re}^m, \quad (2.4)$$

де  $\text{Nu}$ ,  $\text{Re}$  – відповідно критерії Нуссельта і Рейнольдса ;  
 $m = 0,44 \dots 0,9$  – показник ступеня.

Ця залежність дозволяє визначити коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_T = \text{const } \rho_T^m, \quad (2.5)$$

де  $\rho_T$  – густина газу.

Досліди, які проводилися в ЛПП підтвердили, що з ростом  $p_k$  підвищуються  $\rho_T$  та  $\alpha_T$  і підвищується температура деталей циліндро-поршневої групи. Так з підвищенням  $p_k$  з 0,12 до 0,17 МПа температура головки поршня зросла з 350 °С до 450 °С [5].

#### *Коефіцієнт надлишку повітря.*

Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  має значний вплив на температурний стан деталей двигуна. При зменшенні  $\alpha$  значно зростає температура і тиск циклу, що сприяє підвищенню коефіцієнта тепловіддачі, а отже і температури стінок камери згорання.

Досліди, що проводились в ЛПП показали, що при постійних: частоті обертання колінчастого валу, температурі наддувного повітря і ефективної потужності, тобто коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  змінювався за рахунок тиску наддуву, з підвищенням  $\alpha$  температура стінок значно зменшувалася не зважаючи на підвищення тиску наддуву. Змінювання  $\alpha$  з 1,45 до 3,2 викликало зниження температури головки поршня на 25 %.

У зв'язку із значним впливом  $\alpha$  на температуру стінок при введенні наддуву доцільно підвищувати  $\alpha$  з метою підтримки рівня теплової напруженості деталей двигуна на допустимому рівні. При цьому декілька підвищується індикаторний ККД  $\eta_i$ .

#### *Продувне повітря.*

Роль продувного повітря в теплообміні порівняно мала. Це пов'язано з короткочасністю зіткнення його зі стінками внутрішньо-циліндрової порожнини, відсутністю можливості рівномірного прогріву всього повітря, малої теплоємності його і порівняно малим значенням коефіцієнта тепловіддачі.

Досліди показали, що при підвищенні коефіцієнту надлишку наддувного повітря  $\phi$  температура деталей спочатку декілька зменшується, а потім стає практично незмінною. Тому фірма MAN вважає недоцільним підвищувати кут перекриття клапанів при наддуві.

Лише в окремих випадках ідуть на підвищення  $\phi$ , коли треба знизити температуру впускних клапанів або температуру газів перед турбіною.

*Температура охолоджуючої рідини.*

З ростом температури охолоджуючої рідини температури деталей з боку газів також підвищується. Однак цей ріст декілька знижується, починаючи з 90...95 °С, тому що виникає режим повільного поверхневого, а потім і розвинутого кипіння, при якому коефіцієнт тепловіддачі від стінки до охолоджуючої рідини значно підвищується.

Має місце і зворотній зв'язок – температура стінок камери згоряння впливає на робочий процес двигуна. З підвищенням температури охолоджуючої рідини зменшуються коефіцієнт наповнення  $\eta_v$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , в'язкість моторного масла, сила тертя, механічні втрати, період затримки самозаймання  $\tau_z$ , жорсткість роботи дизеля.

### **Контрольні запитання**

1. Що включає в себе поняття „теплова напруженість ДВЗ” ? Як вона пов'язана з надійністю роботи двигуна ?
2. Яким способом передається теплота від робочого тіла до стінок камери згоряння ДВЗ ? Запишіть формулу Ньютона-Ріхмана і поясніть її.
3. Покажіть приблизний характер змінювання густини теплового потоку від робочого тіла до стінок головки блоку циліндрів. Яка кількість теплоти передається теплосприймальній поверхні в різні стадії циклу ?
4. Яка причина виникнення коливань температур на поверхні деталей камери згоряння ДВЗ ? До чого вони призводять ?
5. Наведіть максимальні температури деталей циліндро-поршневої групи, до якої двигун працює надійно.
6. Охарактеризуйте вплив таких факторів як тиск наддуву, коефіцієнт надлишку повітря, кількість продувального повітря, температура охолоджуючої рідини на температурний стан деталей ДВЗ.

