

### Индикаторный КПД.

Термический коэффициент полезного действия цикла  $\eta_t$  учитывает только одну неизбежную потерю теплоты — отдачу ее холодному источнику (**потеря теплоты с выпускными газами**). В реальном двигателе, кроме того, имеются потери, обусловленные наличием **теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра, вызванные неполным сгоранием топлива** и др.

Коэффициент полезного действия, учитывающий всю сумму потерь теплоты при осуществлении рабочего цикла, называется индикаторным КПД. Таким образом, индикаторный КПД оценивает степень использования теплоты в цилиндре реального двигателя и может быть представлен в виде отношения теплоты, эквивалентной индикаторной работе газов, ко всей подведенной теплоте:

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_H G_q} \quad (11.19)$$

где  $G_q$  — часовой расход топлива на двигатель, кг/ч.

Повышение относительной доли потерь теплоты в стенки и с выпускными газами, увеличение неполноты сгорания топлива отрицательно сказываются на индикаторном КПД и, следовательно, на развиваемой двигателем мощности (при сохранении  $G_q = \text{idem}$ ). Качество сгорания топлива (скорость и полнота сгорания) во многом зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , что в свою очередь определяет его влияние

на индикаторный КПД, с увеличением  $\alpha$  индикаторный КПД, как правило, растет, но до определенного предела.

### Механический КПД.

Коэффициент, учитывающий **все механические потери** в двигателе, носит название механического КПД:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_e}{N_i} \quad (10.20)$$

или

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{p_e}{p_i} \quad (11.21)$$

Если мощность, затрачиваемую на механические потери, обозначить через  $N_{\text{мех}}$ , то эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}}$$
$$\eta_{\text{МЭХ}} = \frac{N_i - N_{\text{МЭХ}}}{N_i} = 1 - \frac{N_{\text{МЭХ}}}{N_i} \quad (11.22)$$

Мощность механических потерь, кВт,

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{нас}} + N_{\text{всп}} + N_{\text{пр}}$$

где  $N_{\text{тр}}$  — мощность, затрачиваемая на трение в движущихся деталях (зависит от скорости относительного перемещения, давления, вязкости масла, качества изготовления и монтажа деталей и пр.; в тронковом двигателе основой составляющей работы трения является трение колец и поршня — до 55—65 %);  $N_{\text{нас}}$  — мощность насосных ходов в четырехтактном двигателе;  $N_{\text{всп}}$  — мощность, затрачиваемая на привод навешенных на двигатель механизмов и насосов (1,5—3 %);  $N_{\text{пр}}$  — мощность, затрачиваемая на привод

продувочного насоса или навешенного на двигатель, наддувочного агрегата, включая подпоршневые полости. Механический КПД является величиной переменной и в зависимости от  $N_i$  и  $N_{MEX}$  составляет для двигателей: двухтактного 0,86—0,93, четырехтактного 0,85—0,95. Большие значения  $\eta_{MEX}$  относятся к двигателям с газотурбинным наддувом и высоким давлением  $p_e$ .

Величина  $\eta_{MEX}$  необходима для пересчета индикаторных показателей в эффективные. Определить  $\eta_{MEX}$  с достаточной степенью достоверности непосредственно в судовых условиях довольно сложно, поэтому в практике эксплуатации обычно пользуются опытными данными, которые заимствуют из материалов заводских стендовых испытаний двигателя.

### Эффективный КПД.

Коэффициент, учитывающий все потери в двигателе, в том числе и механические, называется эффективным коэффициентом полезного действия. По аналогии с  $\eta_i$  эффективный КПД может быть также представлен в виде отношения теплоты, эквивалентной эффективной работе двигателя  $3600N_e$  ко всей, подведенной теплоте:

$$\eta_e = \frac{3600N_e}{Q_n G_c} \quad (11.23)$$

Связь между  $\eta_i$  и  $\eta_e$  может быть установлена, если поделить выражение (11.23) на (11.19). Тогда нетрудно установить, что  $\frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{N_e}{N_i}$ , но согласно выражению (11.20)

$\frac{N_e}{N_i} = \eta_{mex}$ . Следовательно

$$\eta_e = \eta_i \eta_{mex} \quad (11.24)$$

Таким образом, эффективный КПД двигателя зависит от индикаторного КПД, характеризующего экономичность рабочего процесса, и механического КПД, оценивающего механические потери.

### Расход топлива.

Количество топлива, расходуемое двигателем в час, называется *часовым расходом топлива*, кг/ч,

$$G_{\text{ч}} = g_{\text{ц}} \frac{n}{m} 60i \quad (11.25)$$

где  $60 \frac{n}{m}$  — число подач в час;  $i$  — число цилиндров.

Количество топлива, расходуемое двигателем в час и отнесенное к 1 кВт его мощности, называется *удельным расходом топлива*, кг/кВт,

$$g_i = \frac{G_{\text{ч}}}{N_i} \quad (11.26)$$

и *эффективным*

$$g_e = \frac{G_{\text{ч}}}{N_e} \quad (11.27)$$

В выражении (11.27) заменив  $N_e = N_i \eta_{\text{мех}}$  и перенеся  $\eta_{\text{мех}}$  в левую часть, получим:

$\eta_{\text{мех}} g_e = G_{\text{ч}}/N_i$ , но  $G_{\text{ч}}/N_i = g_i$ , следовательно,  $\eta_{\text{мех}} g_e = g_i$  или

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_{\text{мех}}} \quad (11.28)$$

Таким образом, удельный эффективный расход топлива  $g_e$  находится в прямой зависимости от  $g_i$  и обратно пропорционален  $\eta_{\text{мех}}$

Установим связь между  $g_i$ ,  $g_e$ , а также  $\eta_i, \eta_e$ . Для этого в формулах (11.19) и (11.23) произведем замену:  $G_u/N_i = g_i$ ;  $G_u/N_e = g_e$ . Получим

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{G_u Q_H} = \frac{3600}{g_i Q_H} \quad (11.29)$$

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{G_u Q_H} = \frac{3600}{g_e Q_H} \quad (11.30)$$

Таким образом, коэффициенты полезного действия  $\eta_i$  и  $\eta_e$  находятся в обратной зависимости от удельных расходов топлива  $g_i$  и  $g_e$ : чем меньше расход топлива, тем выше КПД, и наоборот.

Средние значения удельного расхода топлива и эффективного КПД у двигателей:

	$g_e$ кг/(кВт·ч)	$\eta_e$
малооборотных . . .	0,155-0,224	55—38
среднеоборотных .	0,170—0,224	50—38
высокооборотных . .	0,200—0,245	42—35

На удельный расход топлива существенно влияют параметры внешней среды и теплота сгорания топлива:

$$g_{ex} = g_e \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_{0x}} - 1 \right) 0.22 \right] \left[ 1 - \left( \frac{T_s}{T_{sx}} - 1 \right) 0.11 \right] \times \left[ 1 + \left( \frac{p_0}{p_{0x}} - 1 \right) 0.09 \right] \frac{Q_H}{Q_{Hx}}, \quad (11.31)$$

где  $T_0$ ,  $T_{0x}$ ,  $p_0$ ,  $p_{0x}$  — соответственно стандартные и действительные температуры, °С, и барометрические давления, МПа;  $T_s$ ,  $T_{sx}$  — спецификационная и действительная температуры в ресивере, °С;  $Q_H$ ,  $Q_{Hx}$  — соответственно стандартная и действительная низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

## Литература

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Стр. 42-48.