

УДК 621.436

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 12ЧНСП15/18 ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ СУДНА ПОРТОВОГО ФЛОТА

Введение

Основным фактором повышения эффективности и определяющим значительные изменения в судовой энергетике морских портов Украины, и в частности, Керченского морского торгового порта, на ближайшую перспективу является экономия вырабатываемой судовыми двигателями энергии и потребляемого топлива за счет максимального сокращения различного рода потерь.

Расход топлива по транспортному морскому флоту Украины характеризует рис. 1.

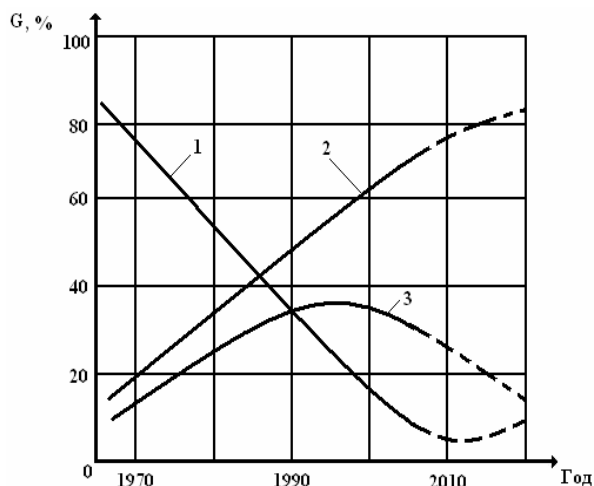


Рис. 1. Расход топлива по транспортному морскому флоту Украины:

- реальный; ---- прогнозируемый;

1 – маловязкое топливо; 2 – высоковязкое топливо;
3 – топливо средней вязкости.

Формулирование проблемы

Современная силовая энергетическая установка (СЭУ) морского судна представляет собой сложную систему, которая, являясь составной частью общей системы топливно-энергетического хозяйства порта и ввиду технологической различимости отдельных участков теплоэнергетической установки эту систему допустимо рассматривать, как совокупность взаимосвязанных подсистем.

Задачи оптимизации теплоэнергетической установки совпадают с целью системного подхода – выбрать наилучшие пути приспособления исследуе-

мой системы к постоянно меняющимся и не вполне определенным внешним условиям.

В этой связи была поставлена задача создания экспериментальной установки и разработки методики исследования СЭУ для выявления резервов экономии вырабатываемой энергии и потребляемого топлива.

Решение проблемы

В состав экспериментальной установки входили дизель 12ЧНСП15/18, соединённый с гидротормозом ЛЕ-6-45, утилизационный котел типа КУВ-75, аккумулятор теплоты, контрольно-измерительные приборы и устройства, необходимые для проведения исследований (рис. 2)

Для обеспечения работы дизеля 12ЧНСП15/18 с температурами охлаждающей жидкости 85-95°C, при замкнутом циркуляционном охлаждении и с температурой охлаждающей жидкости выше 100°C (высокотемпературное охлаждение) система подверглась конструктивному изменению.

Система охлаждения дизеля 12ЧНСП15/18 в экспериментальной установке показана на рис. 2.

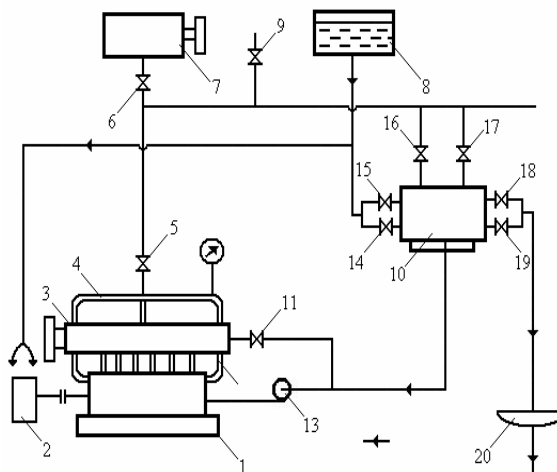


Рис. 2. Система охлаждения дизеля 12ЧНСП15/18

1-дизель; 2-гидротормоз; 3-сепаратор пара; 4-паросборник; 7-расширитель; 8-бак с водой постоянного уровня; 9-клапан выпуска воздуха из системы; 10-холодильник-конденсатор; 11-перепускной клапан; 12-перепускной трубопровод; 13-циркуляционный насос; 5, 6, 7, 14, 15, 16, 17, 18, 19-клапана; 20-сборник конденсата

Масляный холодильник исключён из системы охлаждения внутреннего контура, а водяной холодильник 10 предназначен выполнять одновременно и роль конденсатора.

Водяной холодильник-конденсатор выполнен секционным (из трёх не связанных по межтрубному объёму секций). Это позволило обеспечить приемлемую температуру воды внешнего контура на выходе из холодильника при переходе на высокотемпературное охлаждение. В зависимости от температуры охлаждения выключалась одна или две секции холодильника-конденсатора 10. В межтрубное пространство холодильника-конденсатора поступала охлаждающая жидкость или пар, а по трубам протекала вода наружного контура.

Конденсат из сепаратора самотёком поступал к циркуляционному насосу 13, смешиваясь с жидкостью контура охлаждения дизеля.

Из паросборника 4 пар попадал в секционный конденсатор 10. Температура жидкости в системе охлаждения дизеля регулировалась путём изменения количества воды, протекающей через конденсатор внешнего контура.

Температура цилиндрических втулок являлась основным показателем тепловой напряжённости дизеля.

Температура на поверхности цилиндрической втулки со стороны воды измерялась при помощи хромель-капельных термопар, установленных в соответствии с принятой схемой. ЭДС термопар измерялась потенциометром ПП-63.

Измерения температур цилиндрической втулки проводились при изменении температуры охлаждающей жидкости на 10 градусов в прямом и обратном порядке после установления стационарного теплового режима.

Характеристикой стационарного теплового режима являлось постоянство температуры охлаждающей жидкости на входе в рубашку цилиндрической втулки и выходе из неё в течение 20-30 минут.

На каждом температурном режиме производилось три измерения температур, а затем определялась средняя температура.

Для определения температуры охлаждающей жидкости использовались хромель-капельные термопары, установленные на входе в холодильник-конденсатор и на выходе из него по внутреннему и наружному контурам охлаждения, на входе в рубашку охлаждения втулки и на выходе из цилиндрической крышки, в сепараторе пара.

Измерение температуры охлаждающей жидкости производилось после установления стационарного

теплового режима в прямом и обратном порядке через 10 градусов.

После перехода с одного температурного режима работы дизеля на другой производилась выдержка в течение одного или более часа до полного установления стационарного теплового режима.

Количество воды, протекающей через холодильник-конденсатор, определялось весовым способом.

Количество тепла, отводимое от холодильника-конденсатора водой внешнего контура, определялось по формуле:

$$Q_w = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_2 - t_1), \quad (1)$$

где G_1 - часовая расход воды через холодильник-конденсатор; t_1 - температура воды на входе в холодильник-конденсатор; t_2 - температура воды на выходе из холодильника-конденсатора; c_1 - теплоёмкость воды;

Расход воды через двигатель определяется расчётным путём в соответствии количеством тепла, отведённым от дизеля в холодильнике-конденсаторе водой внешнего контура:

$$Q_w = G_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot \Delta t_2, \quad (2)$$

где Q_w - количество тепла, отведённое от дизеля охлаждающей жидкостью, кДж/час; G_1 - часовая расход воды через холодильник-конденсатор, замеренный весовым способом; Δt_1 - разность температур воды на входе и выходе из внешнего контура холодильника; Δt_2 - разность температур воды на входе и выходе из дизеля; G_2 - часовая расход охлаждающей воды через дизель; c_2 - теплоёмкость воды и охлаждающих жидкостей;

Скорость циркуляции охлаждающей жидкости по внутренним каналам, охлаждающим пространством дизеля, определялась расчётным путём по известным часовым расходам жидкости через дизель и проходным сечениям полостей и каналов. Количество тепла, вводимое в дизель с топливом, определялось по часовому расходу топлива. Расход топлива измерялся весовым способом.

Мощность дизеля измерялась в соответствии с показаниями весов гидротормоза.

Относительные погрешности измерений определялись по методу Сороко-Новицкого, а по этому методу для получения относительной ошибки $\frac{\Delta y}{y}$ в

определении величины $y = f(u, V, \dots)$ надо взять натуральный логарифм выражения этой величины, а

затем дифференцировать этот логарифм по измеренным величинам, которые рассматриваются как переменные.

Погрешность в определении расхода топлива:

$$Q_w = \frac{G_1}{\tau} \text{ кг/час,}$$

где G_1 - постоянная, зависящая от количества замеряемого топлива и его удельного веса; τ - время расхода, замеряемого количества топлива в с.

Мощность двигателя определяется по показаниям весов гидротормоза.

Пределы измерений параметров и точность размеров, достигнутая в процессе эксперимента, указаны в таблице 1.

Таблица 1. Пределы измерений параметров замеров, полученных в процессе эксперимента

Пределы измерений	Точность	Параметры	Размерность
70	$\pm 0,5$	Время расхода 0,5 кг топлива	с
36,5	± 1	Показания весов гидротормоза	кг
1000	± 10	Частота вращения	мин ⁻¹
50÷115	$\pm 0,5$	Температура воды на входе в двигатель	°С
60÷120	$\pm 0,5$	Температура воды на выходе из двигателя	°С
18÷20	$\pm 0,5$	Температура воздуха на входе в двигатель	°С
130÷70	$\pm 0,5$	Температура стенок цилиндрической втулки	°С
3÷5	$\pm 0,5$	Температура воды на входе в конденсатор	°С
30÷70	$\pm 0,5$	Температура воды на выходе из конденсатора	°С
500	± 2	Расход топлива	г/кВт
1	$\pm 0,02$	Расход охлаждающей воды	л

Относительная погрешность в определении:

времени расхода топлива: $\frac{\Delta\tau}{\tau} = \frac{0,5}{70} = 0,0061$;

частоты вращения коленвала:

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{10}{1000} = 0,01 ;$$

показаний весов гидротормоза

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{1}{36,5} = 0,025 ;$$

удельный расход топлива

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{c}{p \cdot \tau \cdot n} \text{ г/(кВт·ч);}$$

где $c = \frac{c_1}{c_2}$;

$$\ln g_e = \ln c - \ln p - \ln \tau - \ln n ;$$

Предположим, что все ошибки имеют один знак, тогда верхний предел погрешности выразится:

$$dg_e = \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} ,$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta g_e}{g_e} &= \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} = \\ \text{или } g_e &= \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} = \\ &= 0,0061 + 0,01 + 0,02 = 0,0361 \end{aligned}$$

Следовательно, удельный расход топлива определен с точностью до 3,61%.

Погрешность в определении мощности:

$$N_e = c \cdot P_e ; P_e = 0,102 \cdot P_T ; N_e = c_1 \cdot P_T \cdot n ;$$

$$\ln N_e = \ln c_1 + \ln P_T + \ln n ;$$

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = \frac{\Delta P_T}{P_T} + \frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{36,5} + \frac{10}{1000} = 0,0128 ;$$

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = 1,3 \text{ \%};$$

Погрешность в определении температуры воды:

Нижний предел $\frac{\Delta t}{t} = \frac{0,5}{120} = 0,42 \text{ \%};$

Верхний предел $\frac{\Delta t}{t} = \frac{0,5}{50} = 1,0 \text{ \%};$

Погрешность в определении количества тепла, отведенного от дизеля с охлаждающей водой:

$$Q_w = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) ;$$

$$\frac{\Delta Q_w}{Q_w} = \frac{\Delta G}{G} + \frac{\Delta t}{t} = 0,02 + 0,03 ;$$

$$\frac{\Delta Q_w}{Q_w} = 3 \text{ \%}.$$

Заключение

В Керченском морском торговом порту для выявления резервов экономии вырабатываемой энергии и потребляемого топлива на базе судового двигателя 12ЧНСП15/18 создана экспериментальная установка и разработана методика исследования силовой энергетической установки.

Список литературы:

1. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт -Л.: Судостроение. -1977.