

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРАХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Л.И. Ковальчук, д.т.н., проф., М.В. Исаева, асп.  
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

В статье сформулированы принципы построения экспериментально-теоретических моделей, обладающих свойством инвариантности относительно характеристик винта и условий плавания. Приведен пример построения моделей для судового многоцилиндрового двигателя. Выполнен анализ результатов практического диагностирования и диагностических возможностей предлагаемых моделей.

Практические трудности оценки качества сгорания топлива в цилиндрах главных судовых дизелей обусловлены нестабильностью характеристик винта. Под воздействием переменных возмущений со стороны винта возможные вариации показателей рабочего процесса существенно превышают отклонения, вызванные изменением технического состояния двигателя [1, 2]. По этим причинам прямое использование теплотехнических параметров для оценки качества функционирования цилиндров главных двигателей не позволяет обнаружить возможные нарушения процесса сгорания топлива на ранней стадии их проявления.

Эффективность контроля качества функционирования цилиндров главных двигателей в эксплуатационных условиях может быть существенно повышена применением специальных моделей, обладающих свойством инвариантности относительно характеристик винта.

Исправный двигатель вырабатывает механическую энергию в поле допустимых для длительной работы режимов. Под упомянутым полем понимается область координатной плоскости  $P_e - n$ , ограниченная слева и справа вертикалями  $n_{\min} = \text{const}$  и  $n_{\max} = \text{const}$ ; сверху — внешней ограничительной характеристикой, снизу — координатной осью  $n$ . Очевидно, что ограниченная таким способом область включает всю совокупность режимов, которыми определяются приемлемые условия сгорания топлива в цилиндрах исправного двигателя. Положение границ этой области не зависит от того, какую характеристику имеет потребитель энергии, т. е. она обладает свойством инвариантности относительно возможных воз-

мущений со стороны потребителя. Поэтому примем ее за эталон и перейдем к количественным оценкам, последовательность выполнения которых покажем на конкретном примере.

Для этой цели используем результаты стендовых испытаний двигателя 6ЧН25/34-3 по серии нагрузочных характеристик в диапазоне частот вращения от  $n_n = 500$  об/мин до  $n_{\min} = 350$  об/мин с шагом  $\Delta n = 50$  об/мин.

В процессе испытаний проводились измерения следующих информативных параметров:  $t_g$  — температура отработавших газов на выходе из цилиндров, °С;  $n$  — частота вращения коленчатого вала, об/мин;  $S$  — положение указателя нагрузки, условные единицы.

В последующих вычислениях используем безразмерные значения информативных параметров

$$t_g = \frac{t_g}{t_{gn}}; \quad n_0 = \frac{n}{n_n}; \quad S_0 = \frac{S}{S_n}, \quad (1)$$

где  $t_{gn}$ ,  $n_n$  и  $S_n$  — нормирующие параметры, численные значения которых в данном случае приняты следующими:  $t_{gn} = 390$  °С;  $n_n = 500$  об/мин;  $S_n = 4,9$ .

Использование безразмерных информативных параметров исключает вопрос о размерностях левой и правой частей модели. Кроме этого, приближенные значения информативных параметров выражаются числами одного порядка, что способствует повышению устойчивости вычислительного процесса.

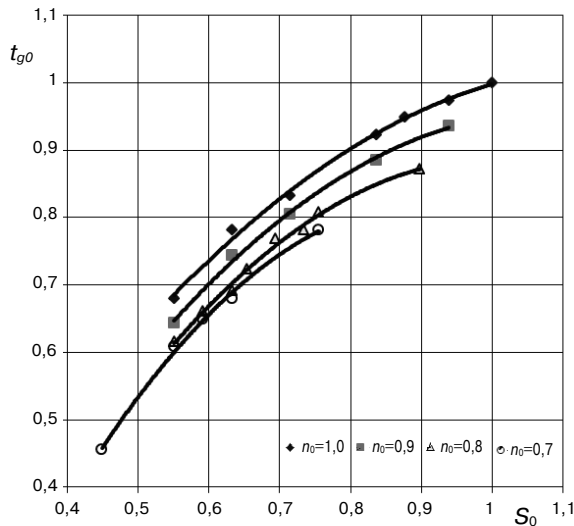
На рис. 1 приведены нагрузочные характеристики первого цилиндра двигателя 6ЧН 25/34-3 в системе координат  $t_{go} = f(S_0)$ .

Видно, что это монотонные кривые, поэтому каждая из них с высокой степенью достоверности ( $R^2 \geq 0,99$ ) может быть аппроксимирована полиномом второго порядка вида

$$t_{go} = k_1(n_0) \cdot S_0^2 + k_2(n_0) \cdot S_0 + k_3(n_0), \quad (2)$$

а вся серия нагрузочных характеристик системой следующих полиномов:

$$\begin{aligned} t_{go} &= -0,8732 \cdot S_0^2 + 2,0501 \cdot S_0 - 0,1789, \quad n = 1,0; \\ t_{go} &= -1,0884 \cdot S_0^2 + 2,3587 \cdot S_0 - 0,3218, \quad n = 0,9; \\ t_{go} &= -1,316 \cdot S_0^2 + 2,6532 \cdot S_0 - 0,449, \quad n = 0,8; \\ t_{go} &= -1,6797 \cdot S_0^2 + 3,073 \cdot S_0 - 0,6827, \quad n = 0,7. \end{aligned} \quad (3)$$



**Рис. 1. Нагрузочные характеристики первого цилиндра двигателя 6ЧН25/34-3 в системе координат  $t_{go} = f(S_0)$**

Система полиномов (3) позволяет выявить закономерности изменения определяемых параметров  $k_i = f(n_0)$ .

На рис. 2 дано графическое представление зависимостей  $k_1 = f(n_0)$ ,  $k_2 = f(n_0)$ ,  $k_3 = f(n_0)$ . Видно, что это также монотонные кривые, поэтому с высокой степенью достоверности ( $R^2 \geq 0,99$ ) аппроксимированы полиномами второго порядка:

$$\begin{aligned} k_1(n_0) &= -3,8625 \cdot n_0^2 + 9,2073 \cdot n_0 - 6,2251; \\ k_2(n_0) &= 2,78 \cdot n_0^2 - 8,0892 \cdot n_0 + 7,3663; \\ k_3(n_0) &= 0,23 \cdot n_0^2 + 0,9476 \cdot n_0 - 1,3576. \end{aligned} \quad (4)$$

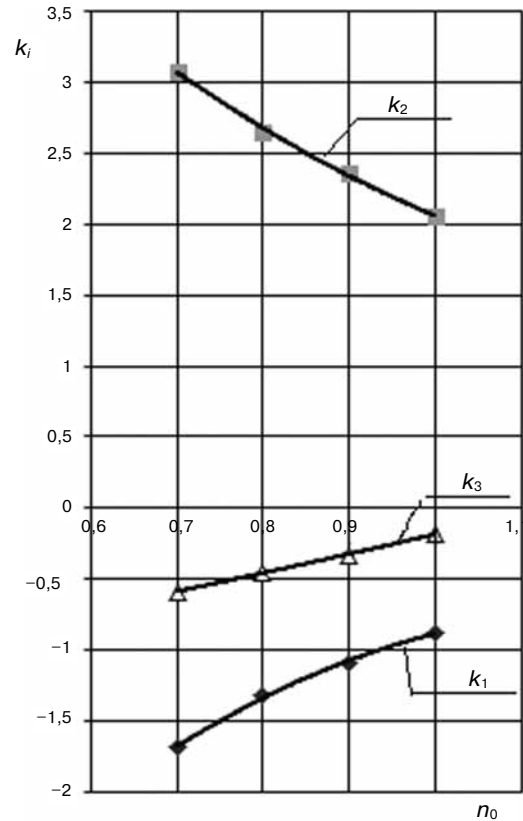
Подстановкой (4) в (2) получено уравнение поверхности, образованной последовательным смещением отрезка монотонной кривой  $t_{go} = f(S_0)$  первого цилиндра в диапазоне изменения частоты вращения  $0,7 \leq n \leq 1,0$ :

$$\begin{aligned} t_{gop}^I &= (-3,8625 \cdot n_0^2 + 9,2073 \cdot n_0 - 6,2251) \cdot S_0^2 + \\ &+ (2,78 \cdot n_0^2 - 8,0892 \cdot n_0 + 7,3663) \cdot S_0 + \\ &+ (0,23 \cdot n_0^2 + 0,9476 \cdot n_0 - 1,3576). \end{aligned} \quad (5)$$

По изложенным принципам получены уравнения поверхностей, образованные последовательным смещением нагрузочных характеристик остальных цилиндров двигателя 6ЧН25/34-3:

$$\begin{aligned} t_{gop}^{II} &= (-11,287 \cdot n_0^2 + 23,087 \cdot n_0 - 12,32) \cdot S_0^2 + \\ &+ (12,336 \cdot n_0^2 - 25,275 \cdot n_0 + 14,441) \cdot S_0 + \\ &+ (-3,2025 \cdot n_0^2 + 6,8727 \cdot n_0 - 3,5649); \\ t_{gop}^{III} &= (-8,8975 \cdot n_0^2 + 17,977 \cdot n_0 - 9,7956) \cdot S_0^2 + \\ &+ (10,085 \cdot n_0^2 - 20,396 \cdot n_0 + 12,105) \cdot S_0 + \\ &+ (-2,665 \cdot n_0^2 + 5,6359 \cdot n_0 - 3,666); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} t_{gop}^{IV} &= (-7,91 \cdot n_0^2 + 17,174 \cdot n_0 - 9,6694) \cdot S_0^2 + \\ &+ (6,86 \cdot n_0^2 - 16,026 \cdot n_0 + 10,408) \cdot S_0 + \\ &+ (-0,7625 \cdot n_0^2 + 2,8269 \cdot n_0 - 1,8519); \end{aligned}$$



**Рис. 2. Графическое представление зависимостей  $k_1 = f(n_0)$ ,  $k_2 = f(n_0)$ ,  $k_3 = f(n_0)$**

$$\begin{aligned} t_{gop}^V &= (-16,197 \cdot n_0^2 + 35,987 \cdot n_0 - 19,943) \cdot S_0^2 + \\ &+ (14,125 \cdot n_0^2 - 35,074 \cdot n_0 + 21,775) \cdot S_0 + \\ &+ (-1,5 \cdot n_0^2 + 6,355 \cdot n_0 - 4,5003); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{gop}^{VI} &= (-16,395 \cdot n_0^2 + 35,273 \cdot n_0 - 19,498) \cdot S_0^2 + \\ &+ (12,93 \cdot n_0^2 - 31,331 \cdot n_0 + 19,994) \cdot S_0 + \\ &+ (-0,69 \cdot n_0^2 + 4,3364 \cdot n_0 - 3,6266). \end{aligned}$$

На основе (5) и (6), посредством представления  $t_{goz} = f(t_{gop})$ , может быть сформирован единый инвариантный эталон двигателя 6ЧН25/34-3, представленный на рис. 3.

На рис. 4 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по всему массиву исходных данных. Видно, что уравнения (5), (6) воспроизводят опытные данные с погрешностью, не превышающей  $\pm 3\%$ .

Диагностирование рабочих процессов в цилиндрах двигателя посредством моделей (5), (6) и единого инвариантного эталона производится по нижеследующему алгоритму.

1. В произвольный период эксплуатации регистрируются значения информативных параметров  $t_{go}$ ,  $n$  и  $S$  на 4–5 режимах, принадлежащих области, принятой за эталон.

2. По соотношениям (1) определяются безразмерные значения информативных параметров  $t_{go}$ ,  $n_0$  и  $S_0$ .

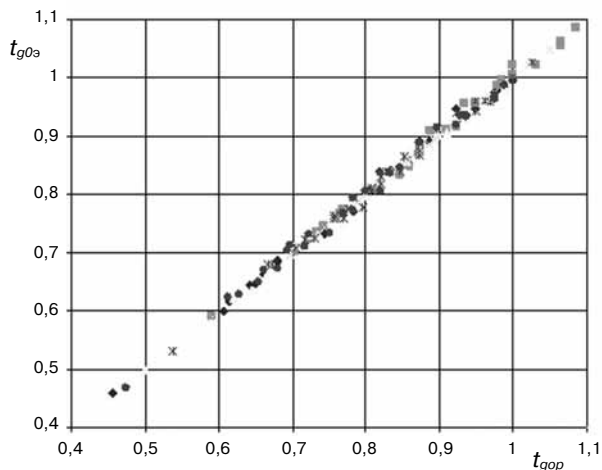


Рис. 3. Единый инвариантный эталон двигателя 6ЧН25/34-3

3. По уравнениям (5), (6) определяются расчетные значения температуры отработавших газов по цилиндрам  $t_{gop}$ .

4. Строятся зависимости  $t_{g0z} = f(t_{gop})$ , соответствующие фактическим условиям сгорания топлива в цилиндрах.

5. С учетом реальных отклонений построенных зависимостей от эталона делается заключение о качестве функционирования цилиндров.

Результаты практического диагностирования двигателя 6ЧН25/34-3 по описанному алгоритму приведены на рис. 5 и 6.

Результаты диагностирования, приведенные на рис. 5, соответствуют условиям испытаний двигателя с разрегулированными форсунками первого и второго цилиндров и увеличенными зазорами в приводе клапанов третьего и четвертого цилиндров.

Давление впрыска топлива форсункой первого цилиндра снижено до 5,0 МПа, т. е. было в четыре раза меньше номинального. Здесь чрезмерное

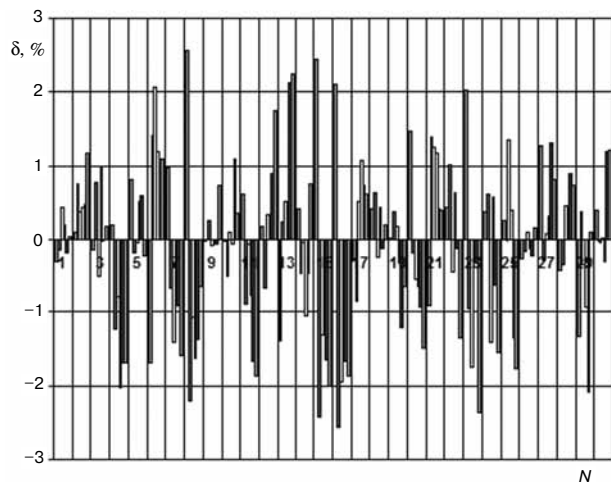


Рис. 4. Гистограмма распределения погрешностей расчета по всему массиву исходных данных

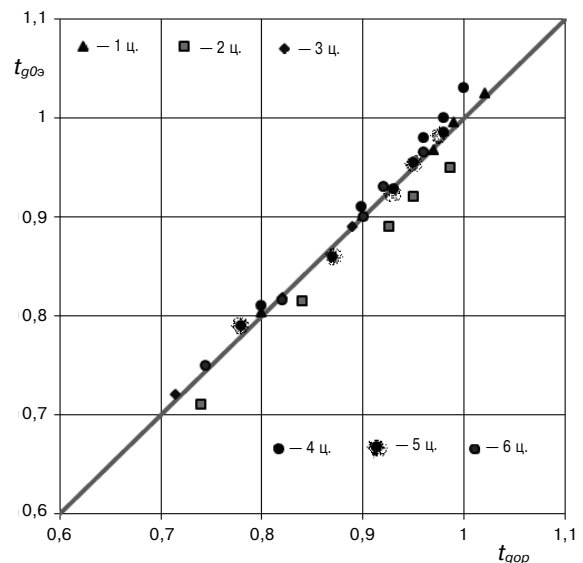


Рис. 5. Результаты практического апробирования экспериментально-теоретических моделей

Неисправности: 1-й цилиндр — давление снижено до 5 МПа; 2-й цилиндр — давление снижено до 7,5 МПа; 3-й цилиндр — увеличены зазоры в приводе клапанов до 1 мм; 4-й цилиндр — увеличены зазоры в приводе клапанов до 1,5 мм

снижение давления начала впрыска топлива на протекание рабочего процесса проявляется в соответствии с условием  $t_{g0z} < t_{gop}$ , т. е. измеренные значения температуры отработавших газов на всех исследованных режимах оказываются меньше расчетных. Видимо в этом случае совокупное влияние факторов, определяющих тонкость распыла топлива и дальнобойность топливных факелов проявляется в том, что часть впрыснутого топлива попадает на стенки камеры сгорания и не участвует в процессе горения. При длительном воздействии именно такое проявление неисправности топливной аппаратуры может привести к

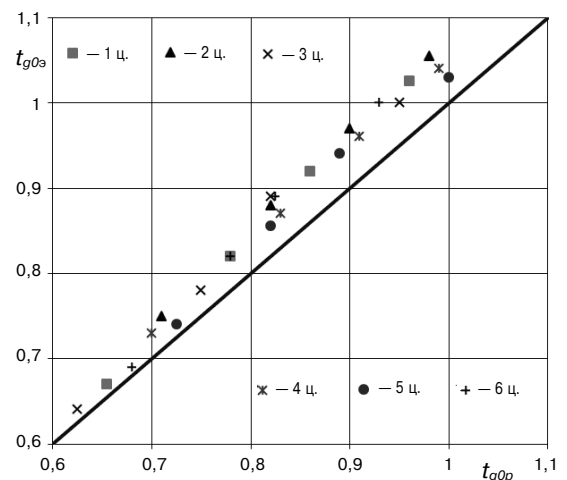


Рис. 6. Результаты практического апробирования экспериментально-теоретических моделей.

Неисправность: уменьшено на 50 % проходное сечение воздушного фильтра

наиболее тяжелым последствиям. Несгоревшее топливо смывает смазку со стенок цилиндра и коксует на боковой поверхности поршня, что создает системные условия для его разогрева. В конечном счете воздействие этих факторов может привести к задирам на поверхности трения. То есть в случаях, когда измеренные значения температуры отработавших газов в каком-либо цилиндре оказываются меньше расчетных, следует искать неисправность в работе форсунки данного цилиндра.

Давление впрыска топлива форсунки второго цилиндра было снижено до 7,5 МПа. Видно, что для этого цилиндра с разбросом, не превышающим погрешности измерения, температура отработавших газов, укладывается на эталон. Очевидно данное давление впрыска близко к минимально допустимому, при котором заметного ухудшения смесеобразования не происходит.

В процессе эксплуатации двигателя фазы газораспределения изменяются. Основной причиной их изменения является износ кулачных шайб и увеличение зазоров в приводе клапанов. В результате сокращается продолжительность фаз открытия клапанов, ухудшается очистка и снижается воздушный заряд цилиндров. Согласно полученным результатам увеличение зазора в приводе клапанов до 1,0 мм (третий цилиндр) мало влияет на качество процесса сгорания в диапазоне исследованных нагрузок. Можно сказать, что уровень этого влияния не превышает погрешностей измерения температуры отработавших газов. При увеличении зазора до 1,5 мм (четвертый цилиндр), на режимах, близких к номинальному, достаточно отчетливо проявляется тенденция отклонения измеренных значений температуры отработавших газов от расчетных в соответствии с условием  $t_{гоз} > t_{гор}$ .

Перечень неисправностей, возникающих в элементах воздушно-газового тракта судовых дизелей, достаточно разнообразен. Наибольшее распространение получили неисправности, связанные с загрязнением воздушного тракта. В результате степень согласованности характеристик дизеля и турбокомпрессора частично нарушается, снижается коэффициент наполнения цилиндров, повышается температура деталей цилиндропоршневой группы, ухудшается расход топлива.

Описанный механизм проявления неисправностей элементов воздушно-газового тракта позволяет предположить, что реакция инвариантного эталона на эти неисправности должна соответствовать условию  $t_{гоз} > t_{гор}$ .

На рис. 6 приведены результаты испытаний двигателя при уменьшенном на 50 % проходном сечении воздушного фильтра. В исследованном диапазоне нагрузок данная неисправность прояв-

ляется на всех цилиндрах в соответствии с условием  $t_{гоз} > t_{гор}$ .

Аналогична реакция инвариантного эталона на увеличение противодавления выпуску и загрязнение охладителя наддувочного воздуха.

В связи с полученными результатами практического диагностирования можно отметить некоторые особенности и диагностические возможности инвариантных экспериментально-теоретических моделей.

Прежде всего ни один из рассмотренных факторов, вызвавших изменение условий сгорания топлива, в явном виде в модели (5, 6) не входит и тем не менее имеет место проявление их влияние на рабочий процесс. Этот факт свидетельствует о том, что в структуре моделей (5, 6) содержится некий обобщенный параметр роль которого выполняет температура отработавших газов по цилиндрам.

Применение обобщенных переменных обеспечивает моделям важные преимущества. Прежде всего достигается уменьшение числа переменных. Важным является и то обстоятельство, что в каждом конкретном случае имеется возможность определить тот минимум переменных, который необходим для построения модели, обладающей свойствами инвариантности относительно возможных режимов работы двигателя. Ясен и механизм, посредством которого инвариантные модели реагируют на проявление неисправностей в системах и механизмах, влияющих на условия горения топлива в цилиндрах.

Действительно, модели (5, 6) можно рассматривать как тождества, в которых заданным значениям параметров  $t_{го}$ ,  $n$  и  $S$ , являющихся независимыми переменными, могут соответствовать только вполне определенные численные значения коэффициентов, т. е. величин, представляющих собой зависимые переменные. Такое строго однозначное соотношение между независимыми переменными и решениями возможно только для определенных условий сгорания топлива в цилиндрах. Если условия сгорания топлива изменяются необходимо построение нового эталона, соответствующего новым условиям.

В заключении отметим, что предлагаемые модели и алгоритмы их практического применения сравнительно просто программируются. Поэтому могут использоваться в бортовых системах автоматизированного контроля качества процессов сгорания топлива в цилиндрах судовых двигателей.

#### Литература

1. Соболев Л.Г., Залитис В.А. и др. Эксплуатационные испытания системы технического диагностирования главного судового дизеля // Судостроение. — 1980. — № 9. — С. 21–24
2. Карнов Л.Н., Люттов И.Л., Гаврилов В.С. Двигатели с турбонаддувом. — М.: Транспорт, 1971 — 280 с.