

## Математическая модель и методика расчета прироста моторесурса силовой установки

Белобородов С.М., Цимберов Д.М.  
Пермский военный институт ВВ МВД

В ходе эксплуатации силовых установок транспортных средств, на их моторесурс оказывает существенное влияние выход из строя элементов топливного насоса высокого давления (далее по тексту ТНВД). На основе анализа параметров потока отказов элементов ТНВД дизельного известно, что вероятность выхода из строя ТНВД находится в прямой зависимости от выхода из строя его прецизионных элементов.

В связи с этим предлагается математическая модель и методика расчёта прироста моторесурса силовой установки, при положительном линейном изменении показателей внешней характеристики в пределах номинальной нагрузки и среднестатистического распределения качества изготовления деталей.

Приняв допущения, что в один из цилиндров двигателя снабженного линией высокого давления с максимальной гидравлической плотностью впрыскивается больше топлива, чем в цилиндр с уровнем минимальной плотности следует считать, что весь прирост мощности в цилиндре с максимальной гидравлической плотностью будет израсходована на преодоление сил трения и износ. На всех режимах изменение цикловой подачи и эксплуатационных оборотов двигателя наблюдается практически линейная зависимость  $\Delta n = f(\Delta q_{ц\text{двиг}})$ , где  $\Delta n$  – изменения оборотов двигателя а  $\Delta q_{ц\text{двиг}}$  - изменение цикловой подачи в двигателе, что позволяет её считать квазилинейной. Данные ограничения позволяют рассматривать нарастание цилиндрической мощности и давление цикловой подачи в зависимости от числа оборотов .

Известно [2], что износ зависит от величины векторной суммы сил трения; силы трения от величины внутрицилиндрового давления, а внутрицилиндровое давление от величины мощности снимаемой с одного цилиндра.

$$P_{ц} = f(N_{ц}), \quad (1)$$

в то же время

$$P_{mp} = f(P_{\text{ц}}), \quad (2)$$

а износ

$$I = f(P_{mp}), \quad (3)$$

где  $N_{\text{ц}}$  – мощность цилиндра двигателя,  $P_{\text{ц}}$  – давление в цилиндре двигателя,  $P_{mp}$  – векторная сумма сил трения

Таким образом, износ зависит от величины сил трения, силы трения зависят от величины внутрицилиндрового давления, а внутрицилиндровое давление – от величины мощности, развиваемой цилиндром.

Исходя из уравнений (1,2,3) будет справедливым заключение:

$$I = f(N_{\text{ц}}),$$

или, используя известную зависимость [2]  $N_{\text{ц}} = f(q_{\text{ц}})$ , где  $q_{\text{ц}}$  – цикловая подача топлива.

$$I = f(q_{\text{ц}}), \quad (4)$$

что в свою очередь делает справедливым и выражение:

$$\Delta I = f(\Delta q_{\text{ц}}),$$

или

$$\Delta I = \mu \cdot \Delta q_{\text{ц}}, \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент износа сопряженных поверхностей.

Можно утверждать, что увеличение износа цилиндра напрямую зависит от отклонения цикловой подачи топлива в этом цилиндре в сравнении со средне расчетной величиной цикловой подачи всего двигателя.

Учитывая, что моторесурс системы определяется моторесурсом невозстанавливаемых за время эксплуатации сопряжений [4], следует признать справедливым для двигателя:

$$T_{\text{мрс}} = \frac{\delta_{\text{max}} - \delta_0}{\Delta I_1 + \Delta I_2} \cdot 1000, \quad (6)$$

где  $\Delta I_1$  и  $\Delta I_2$  – средняя интенсивность изнашивания сопряженных деталей, приведенная к 1000 км.,  $\delta_{\text{max}}$  – максимально допустимый зазор,  $\delta_0$  – начальный технологический зазор.

Член  $\frac{\delta_{max} - \delta_0}{\Delta I_1 + \Delta I_2}$  представляет собой безразмерную величину,

зависящую от  $\Delta q_{ц}$  и пропорциональную ей, характеризующую износ в пределах моторесурса. Для удобства работы, при изменениях в пределах номинальных параметров, следует заменить это член, безразмерным коэффициентом износа  $k_{изн}$ , при этом выражение (6) примет вид

$$T_{мрс} = k_{изн} \cdot 1000 \text{ км.} \quad (7)$$

Или

$$\Delta T_{мрс} = \Delta k_{изн} \cdot 1000 \text{ км.} \quad (8)$$

Оговаривая, что в расчетах приведенных в [2], величина  $Q_n$  при динамических испытаниях не изменяется, следует считать его линейным. Уравнение (5) является линейным.

Следовательно, можно считать определенным априорно:

$$\Delta T_{мрс} = f(\Delta q_{ц}), \quad (9)$$

что означает: любое увеличение средней цикловой подачи топлива в цилиндр пропорционально увеличению его среднего износа, а найденное уравнение – функция монотонная, линейная в пределах номинальных оборотов двигателя, что позволяет преобразовать выражение (9):

$$\Delta T_{мрс} = B \cdot \Delta q_{ц}, \quad (10)$$

где  $B$  – постоянная величина, отражающая наличие прочих равных условий (далее по тексту диспетчер).

Учитывая условие реальной неравномерности подачи топлива, которое может быть определено в 5,1%, и выведенное уравнение (10) следует признать, что предельный износ рассматриваемого цилиндра наступит раньше, чем у цилиндров со среднечикловой подачей на величину, пропорциональную отклонению цикловой подачи линией с максимальной гидравлической плотностью в сравнении со среднерасчетной цикловой подачей.

Неравномерность цикловой подачи насосным прецизионным элементом установлена государственным стандартом  $\Delta q_{ц(1)} = 5\%$ , что составляет в выражении через коэффициент неравномерности подачи насосным прецизионным элементом

$$K_{н(1)} = 1,05.$$

Неравномерность циклового распыливания форсункой установлена государственным стандартом  $\Delta q_{ч(2)} = 5\%$ , что составляет в выражении через коэффициент неравномерности впрыскивания распылителем форсунки:

$$K_{н(2)} = 1,05.$$

Суммарное значение неравномерности впрыскивания линией высокого давления может быть выражено через коэффициент неравномерности впрыскивания линией высокого давления:

$$K_{н}^{сум} = K_{н(1)} \cdot K_{н(2)} = 1,05 \cdot 1,05 = 1,102. \quad (11)$$

Неравномерность цикловой подачи между цилиндрами с цикловой подачей средне-расчетной ( $\Delta q_{ч \rightarrow 0}$ ) и максимальной цикловой подачей ( $\Delta q_{ч \rightarrow max}$ ) при выражении через коэффициент неравномерности составит

$$K_{н}^q = 1 + (K_{н}^{сум} - 1) / 2 = 1 + (1,102 - 1) / 2 = 1,051. \quad (12)$$

Это позволяет заключить, что разница в подаче топлива между наиболее производительной линией и средней цикловой подачей двигателя составляет 5,1%, что, в свою очередь, является пределом максимального-допустимого отклонения цикловой подачи:

$$\lim \Delta q_{ч} = 0,051 \cdot q_{ч} \quad (13)$$

Отклонение моторесурса за счет отклонения среднецикловой подачи

$$\Delta T_{мрс} = 0,051 \cdot T_{мрс}. \quad (14)$$

Неравномерность цикловой подачи насосного прецизионного элемента согласно государственного стандарта  $\Delta q_{ч} = 4\%$ , что составляет в выражении через коэффициент неравномерности:

$$K_{н(1)} = 1,04.$$

Неравномерность циклового распыливания форсункой согласно государственного стандарта  $\Delta q_{ч(2)} = 5\%$ , что составляет в выражении через коэффициент неравномерности впрыскивания распылителем форсунки:

$$K_{н(2)} = 1,05.$$

Суммарное значение неравномерности впрыскивания линией высокого давления выражено через коэффициент неравномерности впрыскивания линией высокого давления:

$$K_{н}^{сум} = K_{н(1)} \cdot K_{н(2)} = 1,04 \cdot 1,05 = 1,092.$$

Неравномерность цикловой подачи между цилиндрами с цикловой подачей средне-расчетной ( $\Delta q_{\text{ц}} \rightarrow 0$ ) и максимальной цикловой подачей ( $\Delta q_{\text{ц}} \rightarrow \text{max}$ ) при выражении через коэффициент неравномерности составит:

$$K_{\text{н}}^{\text{ц}} = 1 + (K_{\text{н}}^{\text{сум}} - 1) / 2 = 1 + (1,092 - 1) / 2 = 1,046.$$

Что составляет максимально-допустимое отклонение цикловой подачи топливного насоса:

$$\Delta q_{\text{ц}} = 0,046 \cdot q_{\text{ц}}$$

Прирост моторесурса двигателя за счет применения прецизионных элементов с компенсационной полостью (далее по тексту ПЭКП):

$$\Delta T_{\text{мрс}} = 0,046 \cdot T_{\text{мрс}}. \quad (15)$$

На основании выведенных уравнений (13) и (15), величина прогнозируемого сокращения моторесурса пропорциональна величине отклонения средней цикловой подачи, а инструментально замеренное увеличение зазора в сопряжениях позволяет определять остаточный моторесурс системы. Предел в  $0,051 \cdot T_{\text{мрс}}$  км составляет максимальный уровень компенсации невыработанного моторесурса по показателю отклонения среднецикловой подачи  $\Delta q_{\text{ц}}$  для существующих технологических возможностей, и  $0,046 \cdot T_{\text{мрс}}$  для существующей топливной аппаратуры дизельного двигателя.

### Литература

1. Агеев Б.С. и др. Расчет напряженно-деформированного состояния прецизионных деталей топливо впрыскивающих насосов дизелей. Двигателестроение, 1980, № 9, с. 34-36.
2. Белобородов С.М. "Методика увеличения моторесурса силовых установок ракетных комплексов на основе применения адаптированных прецизионных элементов", автореферат диссертации, тип ПВИ РВ МО, 2001 с16
3. Левин Г.И. Влияние деформации плунжерных пар на их гидравлические характеристики и на срок службы топливных насосов. Энергомашиностроение, 1973, №11, с.22-26.
4. Клименко И.П., Белобородов С.М. Проблемы совершенствования плунжерных пар топливных насосов дизелей. - В сб.: Проблемы обеспечения эксплуатационной надежности МГ и КМ. Труды ПВИ ВВ МВД. Пермь - 1999. с. 42 - 43.