

на 0,01...0,02 возрос уровень индикаторного КПД. Уменьшились на 15...60°C температуры выпускных газов. Максимальная температура выпускных газов перед турбиной ( $t_T = 528^\circ\text{C}$ ) наблюдается теперь только на режиме номинальной мощности. Максимальная температура выпускных газов на частичных режимах составляет  $t_T = 515^\circ\text{C}$ , которая ниже предельно допустимых значений ( $550^\circ\text{C}$ ). Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива практически не изменился ( $g_{\text{срз.}} = 0,211$  кг/(кВт·ч)).

На 9-ой и 10-ой позициях КМ по КПД компрессора  $\eta_K$  и расходу воздуха  $G_s$  рабочие точки совместной работы компрессора с дизелем сдвинулись вправо от опасной помпажной зоны. Несколько уменьшилась интенсивность продувки цилиндра, хотя по данным [3] она остается достаточной ( $\nu = 0,05$ ). Этот уровень продувки должен обеспечить охлаждение выпускных клапанов в форсированном дизеле. Практически не увеличились удельные выбросы оксидов азота, которые и по штатной, и по скорректированной тепловозным характеристикам не превышают 12 г/(кВт·ч), что значительно ниже допустимых значений [4].

#### Выводы

1. Отечественный дизель 4Д80 (12ЧН26/27)

УДК 621.436

*А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук*

## ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК В ПРЕЦИЗИОННЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ НА ИНДИКАТОРНЫЙ КПД

### Введение

Одной из причин снижения удельных показателей дизеля в эксплуатации – снижения экономичности, повышения токсичности отработавших газов – является увеличение зазоров между деталями топливной аппаратуры (ТА) в плунжерной паре и распылителе. Износ ТА дизеля приводит к росту утечек топлива через зазоры, снижению давления впрыскивания, скорости впрыскивания, дальности факела топлива, нарушению смесеобразования и, как следствие, увеличению расхода топлива, повышению токсичности отработавших газов. При снижении частоты вращения (особенно на пусковых режимах) и использовании маловязких топлив негативное дей-

обеспечивает достижение необходимых уровней мощностей при эксплуатации тепловоза 2ТЭ116.

2. Дизель 4Д80 по расходу топлива на 5% экономичнее дизеля 1Д80 и на 19% - дизеля 5Д49.

3. При использовании скорректированной тепловозной характеристики, на которой максимальная температура выпускных газов ( $528^\circ\text{C}$ ) достигается только на кратковременном по нагрузке в эксплуатации режиме номинальной мощности, можно гарантировать надежную работу дизеля 4Д80 в качестве теплосилового установкой тепловоза 2ТЭ116.

### Список литературы:

1. Крушедольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: навч. посібник / О.Г. Крушедольський. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
2. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / Хомич А.З. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.
3. Крушедольський Г.И. Влияние продувки камеры сгорания на температуру деталей двигателя Д70 / Г.И. Крушедольський, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. – 1962. – №10. – С. 80-85.
4. Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення: ДСТУ 32001-94. – [Чинний від 1994-10-06]. – К., 1994. – 60 с. – (Національний стандарт України).

ствие утечек значительно возрастает [1]. Однако в литературе отсутствует количественная и качественная связь величины утечек и параметров рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле.

Статья посвящена разработке метода и анализу результатов расчетно-экспериментального исследования влияния утечек топлива в прецизионных сопряжениях плунжерной пары топливного насоса и форсунки на индикаторный КПД и коэффициенты неиспользования теплоты.

### Методика исследования

Для численного исследования утечек топлива принят метод гидродинамического расчета ТА дизе-

ля [2].

Исследуемая система топливоподачи представляет собой классическую разделенную систему впрыскивания топлива (рис. 1).

Полагаем, что в полости насоса высокого давления утечки топлива наблюдаются по зазорам направляющей части плунжера в отсечное  $Q_{oo}$  и наполнительное  $Q_{но}$  отверстия, а также по компрессионной части  $Q_k$ ; в полости форсунки утечки топлива наблюдаются по направляющей части иглы  $Q_{yf}$ .

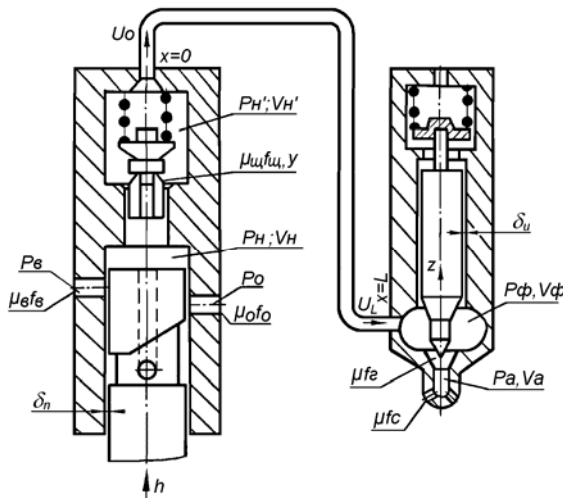


Рис. 1. Расчетная схема опытной топливной системы

В соответствие [2] и рис.1 можно записать следующие выражения для расчета утечек.

Утечки топлива через зазоры в поршневой (компрессионной) части плунжера

$$Q_k = \frac{0,036 A d_n}{l_n} \cdot p_{n1} \quad (1)$$

Утечки топлива в наполнительное отверстие

$$Q_{но} = \frac{0,072 A n_e (p_{n1} - p_e)}{\ln \left[ \frac{2(h - h_e) \sin \beta_e}{r_e} - 3 \right]} \quad (2)$$

Утечки топлива в отсечное отверстие

$$Q_{oo} = \frac{0,072 A n_o (p_{n1} - p_e)}{\ln \left[ \frac{2(h_o - h) \sin \beta_o}{r_o} + 1 \right]} \quad (3)$$

где  $A = \frac{(\delta_n + 0,652 \cdot 10^{-13} p_{n1})^3}{\nu \rho}$ ;  $p_{n1}$  - давление топлива

в надплунжерной полости в начале расчетного интервала;  $\delta_n$  - зазор в компрессионной части плунжера;  $\nu, \rho$  - динамическая вязкость и плотность топли-

ва;  $d_n, l_n$  - диаметр плунжера и длина компрессионной части плунжера;  $n_e, n_o$  - количество наполнительных и отсечных отверстий;  $h$  - ход плунжера;  $h_e$  - расстояние от нагнетательной кромки до нижней кромки наполнительного отверстия;  $h_o$  - длина золотниковой части плунжера под отсечным отверстием;  $r_e, r_o$  - радиус наполнительного и отсечного отверстий;  $\beta_e, \beta_o$  - угол наклона нагнетательной и отсечной кромки плунжера к его оси.

Утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя

$$Q_{yf} = \frac{\pi d_u \delta_u^3 p_{ф1}}{96 \nu \rho l_u} \quad (4)$$

где  $d_u, l_u$  - диаметр и длина компрессионной части иглы;  $\delta_u$  - зазор между иглой и корпусом распылителя;  $p_{ф1}$  - давление в кармане корпуса распылителя в начале расчетного интервала времени.

Для анализа тепловыделения и индикаторного КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) использован метод [3, 4], в соответствии с которым индикаторный КПД  $\eta_i$  представляет собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной  $\Delta X_{нп}$  и неиспользуемой  $\delta_i$  теплоты в цикле

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \delta_s - \delta_{нс} - \delta_k - \delta_w \quad (5)$$

где неиспользование теплоты  $\delta_i$  определяется по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела (РТ), которые описывают одну из сторон внутрицилиндровых процессов: выгорания топлива, теплообмена, диссоциации и пр., и выражается коэффициентами неиспользования теплоты  $\delta_s, \delta_{нс}, \delta_k = \delta_c + \delta_i, \delta_w$  соответственно в эталонном цикле, от несвоевременности ввода, переменности состава и температуры РТ, по причине отвода теплоты по ходу развития цикла, расчет которых подробно описан в [3, 4].

### Результаты исследования

Расчетно-экспериментальные исследования проводились применительно к топливной аппаратуре типа ТН 10×10 дизеля Ч13/14.

Наибольшие утечки в плунжерной паре (более 95 %) наблюдаются в наполнительное и отсечное отверстия, и лишь менее 5 % - через компрессионную часть плунжера. Наибольшая скорость утечек наблюдается в момент впрыскивания и продолжается в течение 8-10° п.кул.в. Утечки через компресси-

онную часть плунжера уменьшаются с увеличением ее длины и могут быть практически устранены введением аккумулирующего объема в виде кольцевых канавок. Утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя форсунки очень незначительны и составляют сотые доли процента от общего объема утечек.

С увеличением зазора в плунжерной паре (рис. 2) утечки резко возрастают. Следует отметить, что износ плунжерной пары происходит неравномерно, даже при небольшом среднем зазоре утечки могут достигать значительных величин.

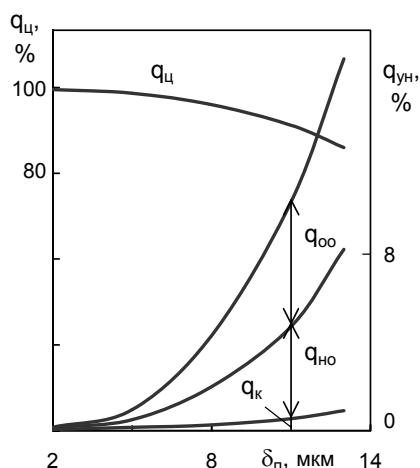


Рис. 2. Влияние зазора в плунжерной паре на цикловую подачу и утечки топлива

Увеличение диаметра плунжера приводит к относительному уменьшению площади зазора и, соответственно, (при неизменной цикловой подаче топлива) к снижению доли утечек при одновременном росте динамики впрыскивания – увеличивается давление и сокращается продолжительность впрыскивания.

С увеличением относительной величины суммарных утечек топлива  $q_y$  (рис. 3) наблюдается запаздывание угла начала подачи топлива  $\Delta\varphi_{нв}$ , уменьшение максимального  $P_{ф\ max}$  и среднего  $P_{ф\ ср}$  давления и соответственно объемной скорости впрыскивания, увеличение продолжительности подачи топлива  $\varphi_{впр}$  (при сохранении цикловой порции топлива, поданной в цилиндр). Следует отметить, что при достижении относительной величины утечек более 15 %, объемная скорость поступления топлива в форсунку снижается настолько, что возможна промежуточная посадка иглы форсунки и дробное впрыскивание топлива. Отмеченное явление приводит к

дополнительному увеличению продолжительности впрыскивания топлива, снижению давления и соответственно динамики впрыскивания топлива.

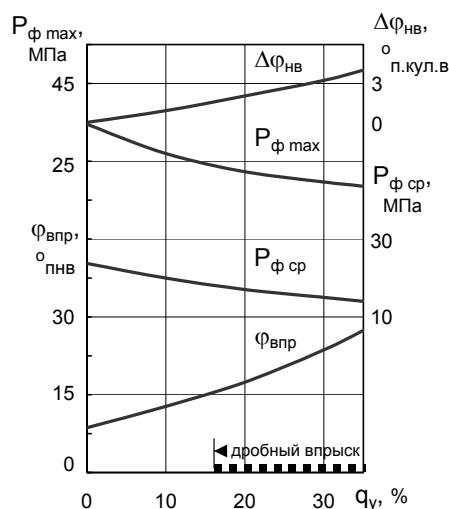


Рис. 3. Зависимость параметров впрыскивания от относительной величины суммарных утечек топлива ( $q_{ц} = const$ )

На рис. 4. показано изменение параметров тепловыделения и баланса теплоты в зависимости от суммарных утечек топлива при условии сохранения неизменными угла начала подачи топлива  $\varphi_{нв}$  и цикловой порции топлива  $q_{ц}$ , поданной в цилиндр. Продолжительность  $\varphi_{впр}$  и давление  $P_{ф}$  впрыскивания, соответствуют данным рис. 3. Увеличение суммарных утечек  $q_y$  при сохранении цикловой порции топлива  $q_{ц}$  вызывает незначительное падение среднего индикаторного давления  $P_i$ , при этом наблюдается перераспределение долей теплоты, выделившейся во взрывной  $X_I$  и диффузионной  $X_{II}$  фазах в сторону увеличения  $X_{II}$ . Угол достижения максимальной скорости тепловыделения во взрывной фазе  $\varphi_I$  практически остается неизменным, а угол  $\varphi_{II}$  смещается в сторону его увеличения. Такой рост тепловыделения в диффузионной фазе в более поздний период относительно ВМТ приводит к значительному увеличению коэффициентов, определяемых несвоевременностью ввода теплоты  $\delta_{нс}$  на 1,5 % и ее неполнотой  $\Delta_{нп}$  на 1 %. Другие коэффициенты не претерпевают существенных изменений. В целом, увеличение утечек топлива  $q_y$  до 30 % вызывает падение индикаторного КПД  $\eta_i$  на 0,02, что составляет более 4,5 % от его величины.

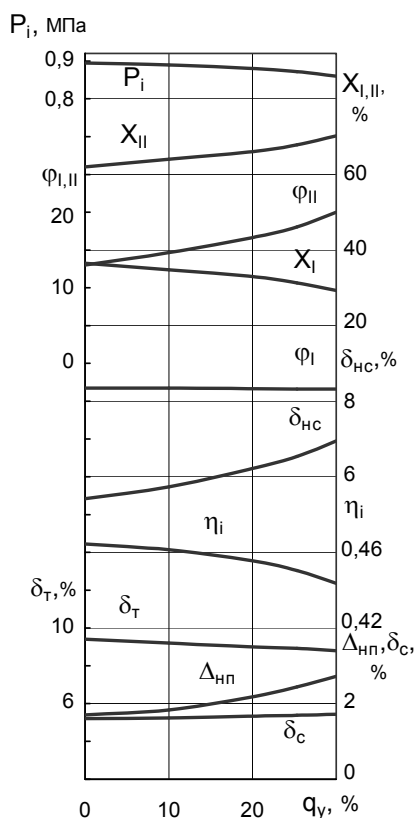


Рис. 4. Параметры тепловыделения и составляющие баланса теплоты в зависимости от суммарной утечки топлива ( $q_u = \text{const}$ ,  $\varphi_{нв} = \text{const}$ ,  $n = \text{const}$ )

С увеличением утечек топлива  $q_y$  до 30 % одновременно происходит запаздывание угла начала впрыскивания топлива  $\varphi_{нв}$  (рис. 3). Такое изменение характеристики впрыскивания приводит к снижению среднего индикаторного давления  $P_i$ , индикаторного КПД  $\eta_i$ , что вызвано значительным ростом коэффициентов несвоевременности  $\delta_{нс}$  и неполноты  $\Delta_{нп}$  ввода теплоты соответственно на 2,5 % и 1,5 % (рис. 5). В целом, индикаторный КПД  $\eta_i$  снижается на 0,037, что составляет к уровню его начального значения почти 8 %. Таким образом, увеличение утечек топлива до 30 % по отношению к цикловой порции даже при их компенсации увеличением активного хода плунжера приводит к снижению индикаторной экономичности на 8 %.

При восстановлении прецизионных изделий ТА модифицированием их рабочих поверхностей методом плакирования поверхности трения металлами можно добиться устранения падения показателей рабочего процесса, вызываемого износом элементов ТА [5].

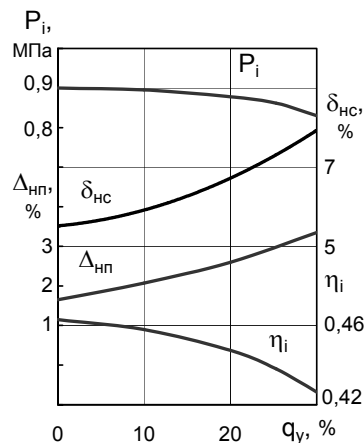


Рис. 5. Составляющие баланса теплоты в зависимости от суммарной утечки топлива ( $q_u = \text{const}$ ,  $\varphi_{нв} = \text{var}$ ,  $n = \text{const}$ )

### Заключение

Реализован расчетный метод, позволяющий исследовать влияние утечек топлива через зазоры в прецизионных деталях ТА на параметры впрыскивания, рабочего процесса и индикаторный КПД. Установлена количественная и качественная связь величины утечек в прецизионных элементах и параметров рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле: наличие утечек вызывает снижение относительной скорости впрыскивания топлива, рост коэффициентов несвоевременности  $\delta_{нс}$  и неполноты  $\Delta_{нп}$  ввода теплоты, что определяет снижение индикаторного КПД  $\eta_i$  на 8 %. Предложено восстановление прецизионных изделий ТА модифицированием их рабочих поверхностей методом плакирования поверхности трения.

### Список литературы:

1. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.
2. Топливная аппаратура дизелей / [Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский]. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
3. Матиевский Д. Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя / Д. Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1984. – № 6. – С. 7–11.
4. Свистула А. Е. Метод анализа индикаторной экономичности рабочего цикла поршневого двигателя / А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Всероссийский семинар кафедр вузов по теплофизике и теплоэнергетике: сб. науч. тр. / Сибирский федеральный ун-т. – Новосибирск: изд-во ИТ СО РАН, 2009. – С. 66.
5. Приходько Е. Е. Применение металлоплакирующих составов в ДВС / Е. Е. Приходько, А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: научн.-практ. семинар. – Владимир: изд-во Владим. гос. ун-та, 1997. – С. 30–31.