

СССР МПС

Московский ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени  
институт инженеров железнодорожного транспорта  
имени И. В. Сталина

На правах рукописи

Обязательный экземпляр

Др 31  
1101  
Аспирант ХУТОРЯНСКИЙ Н. М.

**О НЕКОТОРЫХ ФАКТОРАХ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ  
РАСХОД ЖИДКОГО ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЯМИ  
ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВЗОВ**

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
профессор ШИШКИН К. А.

Москва—1955 г.



55-58579

Экспериментальная часть исследования проведена в тепловозной лаборатории ЦНИИ МПС под руководством старших научных сотрудников А. А. ПОЙДА и А. Н. ГУРЕВИЧА

Создание газогенераторных тепловозов обуславливается стремлением использовать твердое топливо в локомотивах, которые расходуют его в 2,5—3 раза экономичнее, чем паровозы. Поэтому внедрение газогенераторных тепловозов имеет для нашей страны большое народнохозяйственное значение, особенно, учитывая тот факт, что в последнее время поставлен вопрос о переводе значительной части грузоперевозок на тепловозную тягу.

Первый опытный газогенераторный тепловоз был создан в ЦНИИ МПС в 1950 году под общим руководством кандидатов технических наук А. А. ПОЙДА, Н. А. ФУФРЯНСКОГО и П. В. ЯКОБСОНА. В течение 1952—1954 гг. была выпущена опытная партия газогенераторных тепловозов, которая была направлена для работы в одно из депо сети.

Эксплуатация построенных газогенераторных тепловозов в регулярной поездной службе выявила у них ряд серьезных недостатков, среди которых главное место занимает повышенный расход жидкого топлива. В связи с этим большой интерес представляет выяснение причин большого расхода жидкого топлива газогенераторными тепловозами и установление мероприятий, способствующих его снижению.

Исследованию этого вопроса посвящена настоящая работа.

### АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ВЕЛИЧИНУ ПРИСАДКИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА В ГАЗОЖИДКОМ ДВИГАТЕЛЕ.

Величина присадки жидкого топлива может быть определена на основании зависимости, связывающей ее с параметрами работы двигателя на жидком и на смешанном топливах. Такая зависимость может быть выведена, исходя из условия равенства эффективных мощностей двигателя при работе соответственно на жидком и на смешанном топливах:

$$V_h \cdot \eta_v^j \cdot \frac{Q_{ж}}{\alpha_{ж} \cdot L_{0ж}} \cdot \eta_i^j \cdot \eta_m^j = V_h \cdot \eta_v^{гж} \cdot \frac{Q_{г} + g \cdot Q_{ж}}{1 + \alpha_1 \cdot L_{0г}} \cdot \eta_i^{гж} \cdot \eta_m^{гж} \quad (1)$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  $Q_{ж}$  — теплотворность жидкого топлива в  $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ ;  $Q_{г}$  — теплотворность генераторного газа в  $\frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$ ;

$g$  — расход жидкого топлива на 1  $\text{нм}^3$  газа в  $\frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}$ ;  $\alpha_{ж}$  — коэффициент избытка воздуха при работе двигателя на жидком



топливе;  $\alpha_1$  — коэффициент избытка воздуха при всасывании газозоудушной смеси;  $L_0^{\text{ж}}$  и  $L_0^{\text{г}}$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания соответственно 1 кг жидкого топлива в  $\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}$  и 1 нм<sup>3</sup> генераторного газа в  $\frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}$ ;  $\eta_v^{\text{ж}}$  и  $\eta_v^{\text{гж}}$  — коэффициенты наполнения при работе соответственно на жидком и на смешанном топливах.

$\eta_i^{\text{ж}}$  и  $\eta_i^{\text{гж}}$ ,  $\eta_m^{\text{ж}}$  и  $\eta_m^{\text{гж}}$  — соответственно индикаторные и механические к. п. д.

Учитывая, что при работе двигателя на жидком топливе в цилиндр вводится  $\frac{V_h \cdot \eta_v^{\text{ж}}}{\alpha_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{ж}}}$  кг жидкого топлива, а при работе на

смешанном топливе в цилиндр поступает  $\frac{V_h \cdot \eta_v^{\text{гж}}}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^{\text{г}}}$  нм<sup>3</sup> гене-

раторного газа и  $g \frac{V_h \cdot \eta_v^{\text{гж}}}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^{\text{г}}}$  кг жидкого топлива, мы можем выразить величину присадки  $g$  в долях от расхода при работе двигателя на жидком топливе на том же нагрузочном и скоростном режиме отношением:

$$g = \frac{\frac{V_h \cdot \eta_v^{\text{гж}}}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^{\text{г}}}}{\frac{V_h \cdot \eta_v^{\text{ж}}}{\alpha_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{ж}}}} \quad (2)$$

Определив из выражения (1) значение  $g$  и подставив его в (2), получим после упрощений:

$$g = \frac{\eta_i^{\text{ж}} \cdot \eta_m^{\text{ж}}}{\eta_i^{\text{гж}} \cdot \eta_m^{\text{гж}}} \cdot \frac{Q_{\text{г}}}{Q_{\text{ж}}} \cdot \frac{\alpha_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{ж}}}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^{\text{г}}} \cdot \frac{\eta_v^{\text{гж}}}{\eta_v^{\text{ж}}} \quad (3)$$

С помощью выражения (3) проведено исследование влияния основных, определяющих работу двигателя параметров на величину  $g$ .

Полученные данные дают возможность оценить величину присадки, требующейся для обеспечения заданной мощности двигате-

ля, а также позволяют судить о величине мощности двигателя при заданной присадке. В частности, номинальная мощность тепловозного двигателя Д-50 обеспечивается тепловым зарядом одной газозоудушной смеси при минимально необходимых для воспламенения присадках жидкого топлива. Однако, возможности снижения присадки могут ограничиваться, как показано ниже, рядом факторов.

Для получения нормальной и экономичной работы двигателя по газожидкостному процессу необходимо правильно выбрать допустимые значения коэффициентов избытка воздуха  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Коэффициент избытка воздуха в начале сгорания газожидкостной смеси  $\alpha_2$  при прочих равных условиях определяет качество сгорания топлива в цилиндре двигателя. При значении  $\alpha_2$  ниже некоторого предела процесс сгорания топлива ухудшается, возникает химическая неполнота сгорания, возрастающая с уменьшением  $\alpha_2$ , что приводит к резкому снижению экономичности двигателя.

Приведенные в работе опытные и расчетные зависимости  $\alpha_2$  от  $N_e$ ,  $g$ ,  $Q_{\text{г}}$ ,  $Q_{\text{см}}$  показывают, что во всех случаях работы двигателя по газожидкостному процессу  $\alpha_2$  при прочих равных условиях ниже соответствующего значения  $\alpha_{\text{ж}}$  и выше значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{г}}$  при работе двигателя по чисто газовому процессу с той же нагрузкой.

Требуемое значение  $\alpha_2$  при работе на смешанном топливе, обеспечивающее удовлетворительные экономические показатели двигателя, можно оценить, исходя из доли тепла, внесенного жидким топливом, и значений коэффициентов избытка воздуха  $\alpha_{\text{ж}}$  и  $\alpha_{\text{г}}$ , определяющих оптимальные условия для сгорания соответственно жидкого топлива и генераторного газа. Тогда связь между  $\alpha_2$ ,  $\alpha_{\text{ж}}$ ,  $\alpha_{\text{г}}$  и  $g$  может быть выражена следующим образом:

$$\alpha_2 = \frac{(1-g) \cdot Q_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{г}} \cdot \alpha_{\text{г}} + g \cdot Q_{\text{г}} \cdot L_0^{\text{ж}} \cdot \alpha_{\text{ж}}}{(1-g) \cdot Q_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{г}} + g \cdot Q_{\text{г}} \cdot L_0^{\text{ж}}} \quad (4)$$

С другой стороны, выражение для  $\alpha_2'$  фактически получаемого при работе двигателя на смешанном топливе с данной нагрузкой, имеет вид:

$$\alpha_2' = \frac{Q_{\text{г}} \cdot \alpha_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{ж}} - (1-g) \cdot Q_{\text{ж}}}{(1-g) \cdot Q_{\text{ж}} \cdot L_0^{\text{г}} + g \cdot Q_{\text{г}} \cdot L_0^{\text{ж}}} \quad (5)$$

Отсюда, приравнявая выражения (4) и (5), можно получить условия, определяющие возможность нормальной работы двигателя по газожидкостному процессу с заданной мощностью:

$$\alpha_{\text{ж}} \geq \frac{Q_{\text{ж}}}{Q_{\text{г}} \cdot L_0^{\text{ж}}} \cdot (L_0^{\text{г}} \cdot \alpha_{\text{г}} + 1) \quad (6)$$



Если  $\alpha_{ж} < \frac{Q_{ж}}{Q_{г} \cdot L_{о}^{ж}} (L_{о}^{г} \cdot \alpha_{г} + 1)$ , то мощность двигателя, которой соответствует значение теплотворности рабочей смеси  $Q_{см} = \frac{Q_{ж}}{\alpha_{ж} \cdot L_{о}^{ж}}$ , не может быть реализована при условии нормальной, экономичной работы двигателя.

Приведенные в работе расчетная таблица и графические зависимости позволяют дать ориентировочную оценку возможности перевода двигателя на смешанное топливо с сохранением номинальной мощности.

Из выражения (3) следует, что присадка жидкого топлива снижается при уменьшении  $\alpha_1$ , причем, чем меньше значения  $\alpha_1$ , тем интенсивнее снижается присадка. Однако, возможности снижения  $\gamma$  ограничиваются необходимостью поддержания на линии сжатия значения  $\alpha_1$ , которое было бы не менее определенной минимально допустимой величины, обеспечивающей:

1. Устойчивую работу двигателя при отсутствии преждевременного самовоспламенения сжимаемой газовой смеси.
2. Величину максимального давления сгорания в цилиндре  $P_z$  не более допустимого для данного двигателя значения.

3. Величину скорости нарастания давления в цилиндре  $\frac{dP}{d\varphi_0}$  не более допустимого значения по условиям плавной, надежной работы двигателя.

Снижение присадки жидкого топлива может ограничиваться также следующими факторами:

- а) необходимостью поддержания присадки  $\gamma$  не менее определенного наименьшего значения, обеспечивающего надежное воспламенение газовой смеси;
- б) минимальной устойчивой производительностью топливopодающей аппаратуры.

Проведенные расчеты и опытные данные показывают, что при работе тепловозного двигателя на смешанном топливе в широком диапазоне нагрузок от холостого хода до 85—90% номинальной мощности фактором, ограничивающим снижение присадки жидкого топлива, является неудовлетворительная работа серийной топливopодающей аппаратуры на режиме малых подач, которая сопровождается пропусками подачи топлива, отсутствием воспламенения газовой смеси в цилиндре, сгоранием последней в выпускных коллекторах, что приводит к хлопкам и взрывам со всеми вытекающими отсюда последствиями. Поэтому большой интерес представляет изучение причин неравномерной и неустойчивой работы топливopодающей аппаратуры на режиме малых подач и опре-

деление мероприятий, снижающих величину минимальной устойчивой производительности топливной системы с целью сокращения расхода жидкого топлива двигателями газогенераторных тепловозов.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

Опубликованных работ по исследованию топливopодающей аппаратуры на режиме малых подач имеется очень мало. Специально вопросам работы топливopодающей аппаратуры на малых подачах посвящены лишь работы Ротрока и Марша, Н. В. Шмигельского и А. А. Попова, однако эти вопросы освещены в них неполно, в частности, особенности работы системы при неустойчивом впрыскивании.

Экспериментальное исследование топливopодающей аппаратуры и определение влияния различных конструктивных элементов на ее работу в режиме малых подач было проведено на опытной дизель-газогенераторной установке и специальных испытательных стендах тепловозной лаборатории ЦНИИ МПС. Опытная дизель-газогенераторная установка состояла из 4-х тактного бескомпрессорного дизеля Д-50 мощностью 1000 л. с., переведенного на смешанное топливо, и тепловозного газогенератора с очистительными и холодильными устройствами. Нагрузка двигателя осуществлялась с помощью тепловозного генератора постоянного тока, вал которого соединен непосредственно с коленчатым валом двигателя. К клеммам генератора подключался водяной реостат. При производстве эксперимента на двигателе замерялись: мощность двигателя (электрическим способом), число оборотов коленчатого вала, расход жидкого топлива (весовым способом), температура отработавших газов в патрубках цилиндров и коллекторах, максимальные давления в цилиндрах. Наиболее характерные с точки зрения особенностей топливopодающей аппаратуры режимы работы двигателя индцировались с помощью пневмоэлектрического индикатора типа ТЛ-3.

При проведении экспериментального исследования на специальных испытательных стендах определялось влияние различных конструктивных элементов на основные параметры работы топливopодающей аппаратуры: давление впрыска, продолжительность впрыска, запаздывание подачи топлива, подачу топлива за цикл.

Запись изменения давления в системе на кинолентку велась угольными датчиками системы Александрова, включенными в цепи вибраторов шлейфового осциллографа МПО-2. Для отметки на осциллограммах моментов начала подъема и конца посадки иглы форсунки, а также геометрического начала подачи насоса были применены специальные контактные отметчики, которые также включа-



лись в цепи вибраторов осциллографа. Для отсчета времени на осциллограммах особым вибратором записывалась специальная кривая с частотой колебаний 500 герц. Максимальные значения давления в топливной системе определялись с помощью прерывателей высокого давления. Влияние отдельных конструктивных элементов топливоподающей аппаратуры на закон подачи топлива исследовалось на стробоскопической установке щелевого типа с применением эквивалентного однодырчатого распылителя.

Эксперименты, проведенные на двигателе, показали, что:

1. При применении плунжерных пар уменьшенного диаметра работа двигателя на холостом ходу и с малыми нагрузками происходит более устойчиво, чем при установке серийной топливоподающей аппаратуры.

2. При применении плунжерных пар уменьшенного диаметра снижается присадка жидкого топлива при работе двигателя по газожидкостному процессу по сравнению с работой двигателя с серийной топливоподающей аппаратурой.

3. При работе двигателя на жидком топливе в случае постановки в топливный насос плунжерных пар уменьшенного диаметра значительно возрастают расход топлива и температура отработавших газов по сравнению с работой двигателя с серийными плунжерными парами, причем рост расхода топлива и температуры отработавших газов прогрессирует с повышением мощности.

4. Увеличение угла опережения подачи топлива не решило вопроса о нормальной работе двигателя на одном жидком топливе при плунжерных парах уменьшенного диаметра.

5. При работе двигателя на смешанном топливе или на жидком топливе с малыми нагрузками имеют место особые режимы работы двигателя, которые характеризуются закономерными пропусками воспламенения в цилиндре или чередованием циклов с различной индикаторной работой.

В результате обработки данных экспериментального исследования топливоподающей аппаратуры, проведенного на испытательных стендах, установлено:

1. Уменьшение диаметра плунжерной пары приводит к уменьшению коэффициента крутизны количественных характеристик подачи топлива  $q = f(h_p)$  и  $q = f(n_d)$ .

2. Уменьшение диаметра плунжерной пары вызывает увеличение продолжительности впрыска топлива. Рост продолжительности впрыска прогрессирует с увеличением подачи.

3. Уменьшение диаметра плунжерных пар значительно улучшает равномерность подачи топлива отдельными секциями насоса.

4. При уменьшении гидравлической плотности плунжерной па-

ры коэффициент крутизны количественной характеристики подачи уменьшается.

5. Уменьшение длины нагнетательного топливопровода приводит к уменьшению коэффициента крутизны количественной характеристики.

6. При работе топливной системы в режиме малых подач имеет место неустойчивое впрыскивание, которое проявляется в виде подачи топлива порциями разной величины, чередующимися через 1 впрыск, или в виде подачи топлива в цилиндр через 1 ход плунжера.

Неустойчивая работа топливной системы происходит в определенном диапазоне подач, положение которого зависит от скоростного режима.

7. Благоприятное влияние на работу топливоподающей аппаратуры в смысле перемещения диапазона неустойчивого впрыскивания в область меньших количественных подач или полного устранения его оказали только те мероприятия, которые приводили к уменьшению объема нагнетательной полости или к повышению остаточного давления в ней на режиме малых подач. Сюда относятся соответственно: а) уменьшение объема нагнетательного топливопровода (путем уменьшения его длины и диаметра) и штуцера насоса (путем постановки вытеснителя объема) и б) уменьшение высоты разгружающего пояска нагнетательного клапана и увеличение диаметрального зазора между цилиндрической частью седла и разгружающим пояском. Влияние всех других конструктивных факторов — диаметра плунжера, профиля топливного кулачка, затяжки пружины и площади распыливающих отверстий форсунки, уменьшения объема надплунжерного пространства, размера всасывающего отверстия втулки, затяжки пружины нагнетательного клапана — в исследованных пределах не приводит к сколько-нибудь заметному улучшению работы топливной системы. Изменение этих параметров либо перемещает диапазон неустойчивости в область других значений подач и чисел оборотов, не выходящих за пределы рабочих режимов, либо вообще существенно не влияет на его расположение и величину.

8. Применение открытой форсунки полностью устраняет диапазон неустойчивой работы топливной системы на всех скоростных режимах.

9. При удалении нагнетательного клапана устраняется диапазон неустойчивого впрыскивания в области малых подач на всех скоростных режимах двигателя, однако при этом сильно падает производительность системы, а при повышенных числах оборотов и подачах имеет место неустойчивое впрыскивание. Количественные характеристики подачи топлива при удалении клапана значительно искажаются.



## АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ И МЕРОПРИЯТИЯ ПО ЕЕ УЛУЧШЕНИЮ ПРИ ПЕРЕВОДЕ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА СМЕШАННОЕ ТОПЛИВО

Проведенное экспериментальное исследование позволило определить недостатки в работе топливоподающей аппаратуры тепловозного двигателя на режиме малых подач, выяснить их причины и рекомендовать мероприятия по их устранению.

Работа серийной тепловозной топливной аппаратуры на режиме малых подач обладает следующими недостатками:

- 1) Значительной неравномерностью подачи топлива отдельными секциями насоса по цилиндрам двигателя.
- 2) Значительной неравномерностью подачи топлива каждой секцией насоса по следующим друг за другом циклам (по времени).
- 3) Неблагоприятным протеканием количественной характеристики  $q = f(n_d)$ .

Эти недостатки ограничивают возможности снижения расхода жидкого топлива двигателями газогенераторных тепловозов.

1. Неравномерность подачи топлива отдельными секциями топливного насоса является следствием неидентичности размеров элементов топливоподающей аппаратуры ввиду неточности изготовления и неодинакового износа в эксплуатации, отклонений в регулировке узлов и различия утечек топлива в отдельных прецизионных парах. Перечисленные факторы приводят к значительному расхождению коэффициентов крутизны количественных характеристик  $q = f(h_p)$  секций комплекта, что не позволяет удовлетворительно отрегулировать топливоподающую аппаратуру двигателя на равномерность подачи по цилиндрам при различных нагрузочных и скоростных режимах.

Неравномерность подачи топлива по цилиндрам, которая сказывается в основном на режиме малых подач, ограничивает снижение присадки жидкого топлива при работе тепловозного двигателя по газожидкостному процессу.

Для обеспечения допустимой техническими условиями неравномерности подачи топлива по цилиндрам при различных нагрузках необходимо, чтобы расположение количественных характеристик отдельных секций комплекта удовлетворяло неравенству:

$$\frac{q_{ном} (1 + \delta) - q_{мин} (1 - \sigma)}{h_{p_2} - h_{p_1}} \gg X \gg \frac{q_{ном} (1 - \delta) - q_{мин} (1 + \sigma)}{h_{p_2} - h_{p_1}} \quad (7)$$

где  $q_{ном}$  — номинальная подача насоса,  
 $q_{мин}$  — некоторая величина подачи в области малых нагрузок;

$\pm \delta$  и  $\pm \sigma$  — допускаемые техническими условиями величины неравномерности подачи топлива соответственно на номинальном режиме и на режиме малых подач;

$h_{p_1}$  и  $h_{p_2}$  — положение рейки соответственно при  $q_{мин}$  и  $q_{ном}$ ;

$X$  — коэффициент крутизны количественной характеристики некоторой секции комплекта.

Наибольшее влияние на протекание количественной характеристики оказывает состояние плунжерных пар, степень их износа, определяющая величину утечек топлива через неплотности. Для снижения влияния износа на протекание количественной характеристики, а также для уменьшения вредного воздействия люфтов в механизме поворота плунжера на равномерность подачи, следует уменьшить диаметр плунжерных пар. Проведенные эксперименты показали, что применение плунжерных пар уменьшенного диаметра значительно улучшает равномерность подачи топлива и дает возможность снизить присадку жидкого топлива при работе двигателя, на смешанном топливе. Однако при этом увеличивается продолжительность подачи и ухудшается качество распыливания и смесеобразования в цилиндре, что приводит к значительному росту расхода топлива и температуры отработавших газов при работе двигателя на жидком топливе с повышенными нагрузками. Для обеспечения экономичной и надежной работы двигателя газогенераторного тепловоза на жидком топливе следует при переходе на плунжерные пары уменьшенной размерности сохранить закон подачи топлива в цилиндр. В данном случае приходится решать задачу, обратную той, которая обычно решается в существующих методах расчета впрыска (И. В. Астахова и др.), т. е. необходимо по заданному «серийному» закону подачи рассчитать профиль топливного кулачка. Уравнения, описывающие процесс подачи топлива плунжером, составляются, исходя из условий сплошности движения жидкости в сечении, проходящем по нижней кромке пояска клапана, с учетом особенностей, накладываемых на процесс впрыска влиянием сжимаемости топлива в камере нагнетания и дросселирования топлива во всасывающих и отсечных отверстиях втулки, а в общем случае также с учетом утечек топлива через неплотности. Принимая, что для сохранения закона подачи топлива необходимо обеспечить сохранение закона изменения давления топлива в камере нагнетания насоса, получаем расчетное уравнение, которое в общем случае записывается в виде\*):

\* ) Все буквенные обозначения с индексом «'» относятся к системе с плунжером измененного диаметра.



$$dh'_n = \frac{f'_n}{f_n} dh_n + \frac{\alpha}{f'_n} (v'_n - v_n) dP_n +$$

$$+ \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{P_n - P_{вс}} \frac{(\mu'_o \cdot f'_o - \mu_o \cdot f_o)}{f'_n} dt +$$

$$+ \frac{\pi (P_n - P_{вс})}{12 \mu f'_n} \left( \frac{D'}{L'} \delta'^3 \beta' - \frac{D}{L} \delta^3 \beta \right) dt \quad (8)$$

где  $h'_n$  и  $h_n$  — подъем плунжера;

$f'_n$  и  $f_n$  — площадь сечения плунжера;

Второй член правой части уравнения учитывает сжимаемость топлива, третий член — обратное перетекание топлива в окна; четвертый член — утечки топлива.

Решение полученного дифференциального уравнения проводится приближенно, для малых промежутков времени, по средним значениям параметров. По определенным значениям  $\Delta h_n$  получаем зависимость  $h'_n = f(\varphi_n^o)$ , по которой производится построение профиля топливного кулачка. Для переведенного на смешанное топливо тепловозного двигателя Д-50 по ряду соображений был принят диаметр плунжера  $d=16$  мм (серийный плунжер  $d=20$  мм). Пользуясь изложенной методикой, был произведен расчет профиля кулачка. Испытание топливной системы с установленными совместно 16 мм плунжерной парой и соответствующим ей кулачковым валиком показало хорошее совпадение полученного закона подачи с заданным.

2. Неравномерность подачи топлива секцией насоса по следующим друг за другом циклам (по времени), как показывают эксперименты, может иметь закономерный и не закономерный характер.

Неравномерность подачи топлива, носящая не закономерный характер, происходит вследствие самопроизвольной установки плунжера в пределах люфтов в механизме поворота и зазора в плунжерной паре и снижается при уменьшении диаметра плунжера, люфтов в приводе плунжера и зазоров в паре.

Неравномерность подачи топлива по циклам, носящая закономерный характер, представляет собой неустойчивый процесс впрыскивания и выражается в подаче топлива порциями разной величины, закономерно чередующимися через один впрыск; в предельном случае получаем подачу топлива в цилиндр через один ход плун-

жера. Наличие диапазона неустойчивого впрыскивания является весьма существенным недостатком, ограничивающим снижение присадки жидкого топлива в широком диапазоне нагрузок.

Явление неустойчивого впрыскивания не может быть объяснено непосредственно волновыми колебаниями топлива в нагнетательном трубопроводе, как это делали Ротрок и Марш, несовпадением моментов отсечки подачи с моментом образования отраженной волны у клапана (Ротрок, Любинецкий), а также утечками топлива при износе плунжерных пар. Выполненное экспериментальное исследование позволило установить действительную причину неустойчивой работы топливной системы. Неустойчивость впрыскивания определяется объемом топлива, который может быть аккумулярован в нагнетательной полости системы при повышении давления в ней от остаточного  $P_{ост}$  до давления затяжки иглы форсунки  $P_o$ . Подача топлива через один ход плунжера наступает, когда имеет место соотношение:

$$q \leq \alpha \cdot \gamma \cdot V \cdot (P_o - P_{ост}) \quad (9)$$

где  $\alpha$  — коэффициент сжимаемости топлива; а  $V$  — объем топлива в нагнетательной полости системы. Ступенчатый, закономерный характер изменения остаточного давления при этом был хорошо виден на снятых осциллограммах. Данный вывод подтвержден в работе числовым примером.

Из выражения (9) следует, что диапазон неустойчивого впрыскивания может быть перемещен в область меньших количественных подач и даже полностью устранен из пределов рабочих режимов при соответствующем уменьшении объема нагнетательной полости  $V$  или увеличении остаточного давления  $P_{ост}$  на режиме малых подач. Эксперименты показали, что наиболее благоприятный результат может быть достигнут путем некоторого, весьма небольшого увеличения зазора между разгружающим пояском клапана и каналом седла. Вследствие особенностей работы клапана в этом случае в области малых подач осуществляется слабая разгрузка нагнетательной полости, обеспечивающая высокие  $P_{ост}$  и устранение диапазона неустойчивого впрыскивания, а при повышенных подачах и оборотах происходит эффективная разгрузка трубопровода, обуславливающая резкую отсечку подачи и незначительное возрастание повторного впрыскивания. Таким образом, данное мероприятие обеспечивает снижение присадки жидкого топлива при работе двигателя по газожидкостному процессу и почти не влияет на экономичность при работе двигателя на жидком топливе.

3. Проведенное экспериментальное исследование показало, что топливный насос тепловозного двигателя в области малых подач с повышением числа оборотов увеличивает подачу топлива. В газожидкостном двигателе такое протекание количественной характери-



стики подачи  $q=f(p_d)$  приводит к повышенному расходу жидкого топлива. Для снижения расхода жидкого топлива желательно, чтобы подача несколько уменьшалась с ростом  $p_d$  или, по крайней мере, возможно меньше возрастала. Применение нагнетательного клапана с несколько увеличенным зазором по пояску оказывает благоприятное корректирующее воздействие на количественную характеристику, уменьшая ее коэффициент крутизны.

Таким образом, для снижения расхода жидкого топлива двигателями газогенераторных тепловозов можно рекомендовать: а) применение плунжерных пар уменьшенного диаметра с одновременной постановкой нового кулачкового вала топливного насоса с более крутым профилем кулака; б) применение нагнетательных клапанов с несколько увеличенным зазором по пояску; в) применение нагнетательных трубопроводов высокого давления одинаковой длины; г) подбор топливоподающей аппаратуры в комплект по соответствию количественных характеристик подачи; д) уменьшение объема нагнетательной полости системы за счет постановки вытеснителей объема в штуцере и уменьшения диаметра топливопровода.

## ВЫВОДЫ.

1. Результаты теоретического исследования позволяют определить величину присадки жидкого топлива, требующейся для обеспечения заданной мощности при условии нормальной, экономичной работы двигателя по газожидкостному процессу.

2. В результате анализа факторов, определяющих величину присадки в газожидкостных двигателях, установлено, что у тепловозного двигателя снижение присадки жидкого топлива в широком диапазоне нагрузок от холостого хода до 85—90% номинальной мощности ограничивается неудовлетворительной работой топливоподающей аппаратуры на режиме малых подач.

3. Проведенное экспериментальное исследование позволило установить причины неудовлетворительной работы топливоподающей аппаратуры на режиме малых подач и рекомендовать ряд мероприятий, способствующих снижению расхода жидкого топлива двигателями газогенераторных тепловозов.

4. В случае применения плунжерных пар уменьшенного диаметра при переводе двигателя на смешанное топливо необходимо изменить профиль кулачка топливного насоса, так как это дает возможность, сохранить полную мощность и экономичность двигателя при работе на одном жидком топливе. В работе предложена методика расчета требуемого при этом профиля кулачка.