

ФОРСИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ 5ДН 12/2х12 ПО ПОДАЧЕ

А.А.МОЛДАВСКИЙ, д-р техн. наук, профессор, Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта

Совершенствование современных транспортных дизелей характеризуется интенсивным ростом удельной мощности, повышением экономичности и надежности. Развитие топливотпрыскивающих систем транспортных дизелей непосредственно связано с особенностями развития этих дизелей.

Задачей конструкторов и исследователей является создание топливной системы, обеспечивающей надежную работу транспортного двигателя при ограничениях по максимальным показателям динамики рабочего процесса (P_z , $\frac{dP}{dx}$) и удовлетворительной экономичности в широком интервале режимов по оборотам и уровню форсировки.

Форсирование по числу оборотов и цикловой подаче является одним из главных направлений повышения мощности при сохранении габаритов двигателя. Данное направление требует совершенствования качества смесеобразования и протекания рабочего процесса с сохранением надежности всех деталей и узлов двигателя. Обязательным условием при форсировании двигателя является увеличение производительности топливной системы. Это неизбежно приводит к увеличению продолжительности впрыскивания, возрастанию нагрузки на привод, что крайне нежелательно, так как это ведет к ухудшению показателей работы дизеля.

Форсирование серийной топливной аппаратуры осуществлялось двумя путями:

— увеличение активного хода плунжера с сохранением размера диаметра серийного плунжера (D12 мм);

— изменение диаметра плунжера с D12 мм до D13 мм.

Дальнейшее форсирование двигателя по подаче и эксплуатации его в многопливном варианте показала непригодность использования серийного плунжера с увеличенным активным ходом.

Возникшая сложность выключения подачи топлива в связи с конструктивной особенностью и необходимостью обеспечения повышенной подачи при работе на легких видах топлива обусловили переход к диаметру плунжера — D13 мм.

В настоящей статье приводятся результаты и методика исследования разветвленной топливной системы цилиндрического комплекта с 4-мя форсунками клапанного («полузакрытого») типа (рис. 1) на лабораторных стендах.

Для определения давления, продолжительности и характера протекания процесса впрыскивания, неравномерности максимальных давлений от цикла к циклу, запаздывания действительного угла начала подачи, относительно геометрического, проводилось осциллографирование с помощью индикатора ПКИ-5, состоящего из 2-х лучевого катодного осциллографа, блока питания, феррорезонансного стабилизатора напряжения и малогабаритных пьезодатчиков ПД-1500.

Угловые величины на осциллограммах фиксировались с помощью индуктивных датчиков и 2-х отметок на маховике стенда, установленных через 60°. Первая отметка ориентировалась относительно геометрического начала подачи топлива, которое определялось путем проливки плун-

жерной пары топливом при снятом нагнетательном клапане.

Для приближения процесса впрыскивания к реальным условиям работы двигателя осциллографирование проводилось при впрыскивании топлива в среду азота с противодействием $P_{пр.} = 10$ МПа. Величина противодействия выбрана, как соответствующая значению давления сжатия в цилиндре, на номинальном режиме — $N_{e max}$.

Работа проводилась с тремя вариантами распылителей:

1. Серийными: диаметр распыливающих отверстий по верхним форсункам D 0,46 мм, по нижним — D 0,5 мм; с суммарным эффективным сечением сопловых отверстий — $mf_1 = 0,514$ мм².

2. С диаметром распыливающих отверстий D 0,5 мм; $mf_2 = 0,603$ мм².

3. С диаметром распыливающих отверстий D 0,55 мм; $mf_3 = 0,703$ мм².

Результаты исследования показали, что с переходом на размерность плунжера D13 мм, при произво-

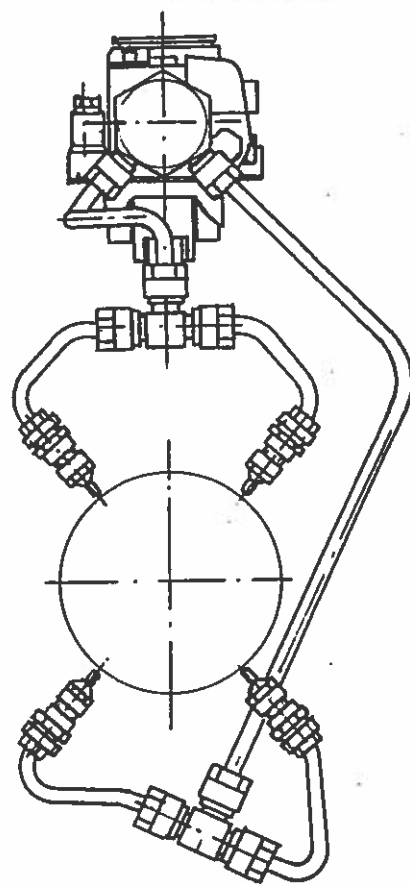


Рис. 1

ПАЛИВНА СИСТЕМА

длительности, соответствующей топливной аппаратуре с плунжером D12 мм, значительно увеличивается давление впрыскивания топлива (примерно на 20 % с серийными распылителями). Продолжительность впрыскивания при этом уменьшается на 2—3° поворота кулачкового вала, запаздывание действительного угла начала подачи топлива уменьшается на 1—1,5° п.к.в. (рис. 2).

Замена размерности плунжера ведет к увеличению коэффициента подачи примерно в 1,1 раза. Изменение коэффициента подачи топливного насоса с плунжерными парами D13 мм и D12 мм с различными вариантами распылителей приведено на рис. 3.

Исследования топливоподачи на регулировочных стендах в лабораторных условиях показали, что оптимальным проходным сечением форсунок при форсированном варианте топливной аппаратуры являются форсунки с диаметром распыливающих отверстий 0,5 мм. Испытания одноцилиндрового двигателя подтвердили правильность этого выбора, что позволило получить заданную мощность с удельным эффективным расходом топлива на уровне серийного.

В целях достижения надежного выключения топливоподачи плунжерная пара D13 мм изготовлялась с углом наклона спирали 23°47', вместо 21°41', имеющегося на серийном плунжере D12 мм. Такое изменение угла наклона спирали позволило обеспечить надежное выключение подачи при выходе рейки топливного насоса примерно на 5 мм меньше, чем с серийной плунжерной парой.

Однако, переход на размерность плунжера D13 мм, обладая такими преимуществами как запас форсирования по цикловой подаче, лучшей динамикой процесса впрыскивания, надежностью выключения подачи, создает условие повышенных нагрузок на привод топливного насоса. Увеличенный диаметр плунжера D13 мм при одной и той же степени форсирования по продолжительности, что и с серийным плунжером, снижает несущую способность пары кулачок-ролик, определяемую соотношением допустимых и рабочих контактных напряжений.

Увеличение диаметра плунжера с 12 до 13 мм привело к увеличению контактных напряжений σ_k на 6 %.

Поэтому для сохранения надежности привода топливного насоса воз-

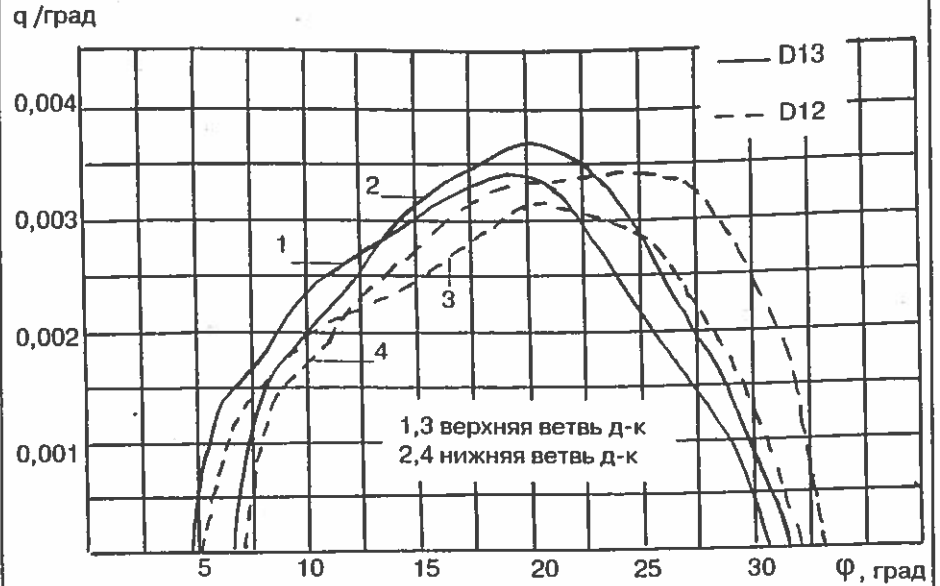


Рис. 2

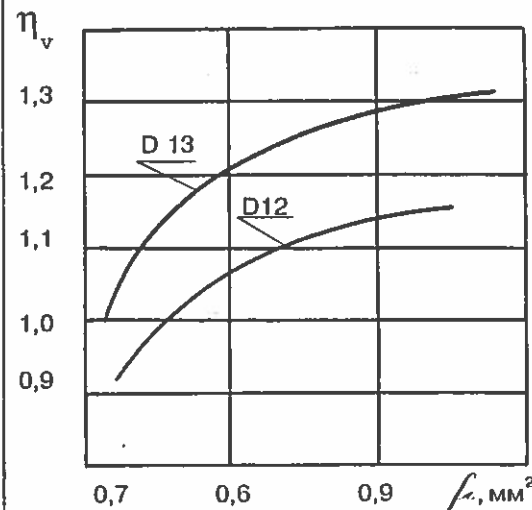


Рис. 3

симальную нагрузку на привод до 30 %, в результате чего контактные напряжения были снижены на 19 %.

Таким образом, несущая способность пары «кулачок-ролик» топливного насоса была существенно повышена путем конструктивного выбора геометрических размеров рычага насоса.

Поставленная задача дальнейшего форсирования серийной топливной аппаратуры по цикловой подаче была успешно решена с переходом на другую размерность плунжера с одновременным повышением надежности привода топливного насоса.

никла необходимость снижения максимального усилия действующего на пару «кулачок-ролик». Это было достигнуто за счет уменьшения передаточного отношения от кулачка к плунжеру топливного насоса, которое в серийной конструкции составляло 1,31. В предлагаемой конструкции передаточное отношение уменьшено до 1,03 за счет изменения размеров плеч рычага «а» и «в» (рис. 4). С переходом на размерность плунжера D13 мм удалось снизить мак-

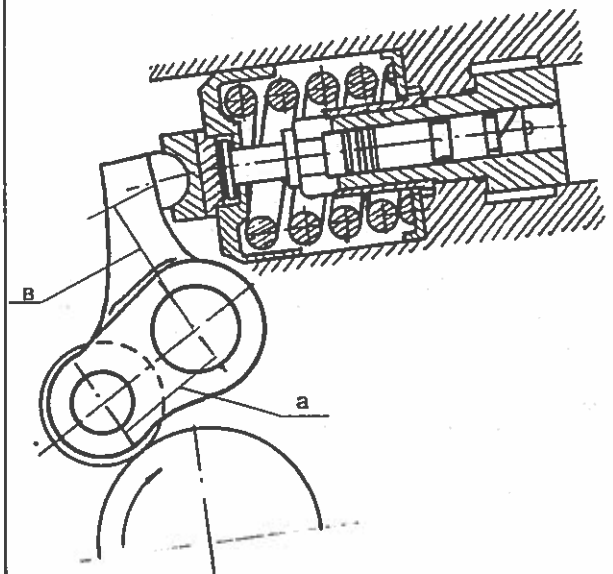


Рис. 4