

ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ИГЛА – ТОПЛИВО» ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПРЕЦИЗИОННОГО ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЯ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук, доц. ЛАЗАРЕВ В. Е.

Южно-Уральский государственный университет

Уровень технико-экономических показателей в эксплуатации зависит от качества и стабильности работы распылителей топливных форсунок, непосредственно осуществляющих впрыскивание топлива в камеру сгорания внутрицилиндрового пространства дизеля [1, 2]. Особенность конструкции распылителя – наличие прецизионного трибосопряжения «игла – корпус распылителя» и конусного уплотнения. Подвижным элементом прецизионного трибосопряжения и конусного уплотнения является игла. Она контактирует двумя поверхностями (цилиндрической и конусной) с корпусом распылителя и одной поверхностью (торцевой) со штангой форсунки. Цилиндрическое прецизионное трибосопряжение выполняет роль направляющего и уплотняющего элементов при движении иглы. Конусное сопряжение иглы с корпусом распылителя служит запорным элементом в гидравлической системе топливоподдачи дизеля.

К направляющему, уплотняющему, запорному и управляющему элементам сопряжений предъявляются требования по обеспечению гидравлической плотности, уплотняющих и «запорных» свойств, подвижности иглы и т. п. Выполнение этих требований достигается подбором зазора, в частности в цилиндрическом трибосопряжении, с учетом деформационного (вследствие установочных, механических и тепловых воздействий) и гидродинамического защемления иглы, соосности направляющих поверхностей и уплотняющего конуса (особенно в удлиненных распылителях), минимизацией изгибающих усилий, воздействующих на иглу со стороны штанги и др.

Преждевременный выход из строя распылителя обуславливается уменьшением, вплоть до исчезновения, зазора в цилиндрическом прецизионном трибосопряжении вследствие постепенного накопления нагаро-лаковых отложений при поднятой игле в процессе впрыскивания и при медленном охлаждении распылителя остановленного дизеля [3]. Ведущим назначением этого трибосопряжения является выполнение одновременно осуществляемых направляющей и уплотняющей функций соответственно при движении иглы и впрыскивании топлива. При работе цилиндрического трибосопряжения в условиях приемлемого уровня утечек топлива через радиальный зазор требуется обеспечение режима жидкостного трения, исключающего превышение допустимых износа рабочих поверхностей, прихватывания и зависания иглы в корпусе, а также интенсивности колебательного движения иглы и нарушения ее соосности с отверстием корпуса распылителя [3, 4].

Основными видами нагружения прецизионного цилиндрического трибосопряжения являются механическое нагружение иглы пружиной при сборке форсунки и впрыскивании топлива, термодинамическое нагружение рабочими газами и гидродинамическое нагружение топливом в зазорах элементов трибосопряжения при работе распылителя.

Усилие пружины форсунки нагружает через штангу подвижный элемент цилиндрического трибосопряжения – иглу распылителя. Хвостовик иглы, соприкасающийся с торцом штанги, подвергается смятию. Игла испытывает дополнительные нагрузки при установке распылителя в форсунку и форсунки в форсуночное окно

головки цилиндров с последующим креплением. Усилие пружины, наличие радиального зазора, нарушение соосности иглы и отверстия в корпусе вследствие монтажных и температурных деформаций, потеря устойчивости иглы вследствие перераспределения давлений в топливном слое при впрыскивании приводят к появлению контакта элементов прецизионного цилиндрического трибосопряжения. Контакт элементов в этом сопряжении осуществляется через слой топлива, размещающийся в зазоре между ними. При этом не исключается появление в определенных условиях «сухого» трения между элементами сопряжения.

Основные факторы, определяющие условия работы цилиндрического трибосопряжения иглы с корпусом распылителя, включают расход и распределение давления топлива в радиальном зазоре трибосопряжения, скорости движения иглы, силы трения, приложенные к игле при движении, геометрические параметры трибосопряжения, температуру, давление и другие характеристики топлива.

Баланс расхода топлива в распылителе топливной форсунки описывается уравнением сохранения массы (объема) [3]

$$\beta V_{\phi} dp_1/dt = S_{нт} v_{нт} - Q_{з\text{аз}} - \mu_p S_p \sqrt{2(p_1 - p_{ц})/\rho_m} - S dz/dt, \quad (1)$$

где $S_{нт} v_{нт}$ – поступление топлива из нагнетательного трубопровода; $\mu_p S_p \sqrt{2(p_1 - p_{ц})/\rho_m}$ – истечение топлива в цилиндр с давлением газов $p_{ц}$ при впрыскивании; $S dz/dt$ – изменение объема полости под дифференциальной площадкой иглы при ее движении; $\beta V_{\phi} dp_1/dt$ – то же вследствие сжимаемости β топлива; $Q_{з\text{аз}}$ – объемный расход топлива в радиальном зазоре иглы с корпусом цилиндрического трибосопряжения.

Уравнение поступательного движения иглы распылителя

$$m d^2 z/dt^2 = p_1 S_{\text{диф}} - cz + (S - S_{\text{диф}}) p_v + F_{\text{тр\text{ен}}}, \quad (2)$$

где m – приведенная масса иглы, штанги и пружины, $m = m_{и} + m_{шт} + m_{п\text{р}}/3$; S , $S_{\text{диф}}$ – полная и дифференциальная площадь иглы; $F_{\text{тр\text{ен}}}$ – сила жидкостного трения в топливном слое радиального зазора иглы.

При рассмотрении в первом приближении гидродинамики системы «игла – топливо» примем следующие допущения:

- вращательное движение иглы и топлива вокруг оси распылителя отсутствует;
- игла расположена в корпусе распылителя коаксиально, зазор имеет правильную цилиндрическую форму, неизменную по длине и не зависящую от давления;
- вязкость и плотность топлива постоянны;
- характер движения топлива в зазоре является ламинарным;
- движения иглы и топлива в сопряжении оказывают взаимное влияние друг на друга;
- изменение вязкости и плотности зависит от давления и температуры, сжимаемость топлива, а также неравномерные деформации иглы и отверстия корпуса распылителя при термодинамическом и иных нагружениях не учитываются, и мы используем подход, предложенный в [5], применительно к системам с неуплотненным поршнем.

В этой связи уравнения, описывающие движение системы «игла – топливо», включают дифференциальные уравнения движения:

- топлива в радиальном зазоре цилиндрического прецизионного трибосопряжения;
- иглы в корпусе распылителя, а также уравнение связи между движением топлива и иглы, особенно в процессе посадки последней на седло корпуса.

При рассмотрении системы дифференциальных уравнений используем следующие обозначения (рис. 1): $b = 0,5d_2$ – радиус иглы распылителя; $a = 0,5d_1$ – радиус отверстия в корпусе распылителя; h – радиальный зазор, равный $a - b$; l_0 – длина уплотняющей части корпуса распылителя; S – площадь сечения иглы распылителя; $G = F_{\text{иглы}} + F_{\text{п\text{р}уж}}$ – силы тяжести иглы, штанги, пружины и усилие затяжки пружины; m – масса иглы, штанги и пружины; p_1 – давление топлива в полости дифференциальной площадки иглы; η_0 – динамическая вязкость топлива.

Примем систему координат с осями z и r , совместим ось z с осью иглы и направим ее вверх. Начало координат расположим на оси уплотняющей поверхности конического трибосопряжения иглы. Обозначим v_z , v_r – составляющие скоростей топлива по соответствующим координатам; F_z , F_r – составляющие

внешних сил, действующих на топливо; t – время; ρ – плотность; ν – кинематическая вязкость; p – давление топлива.

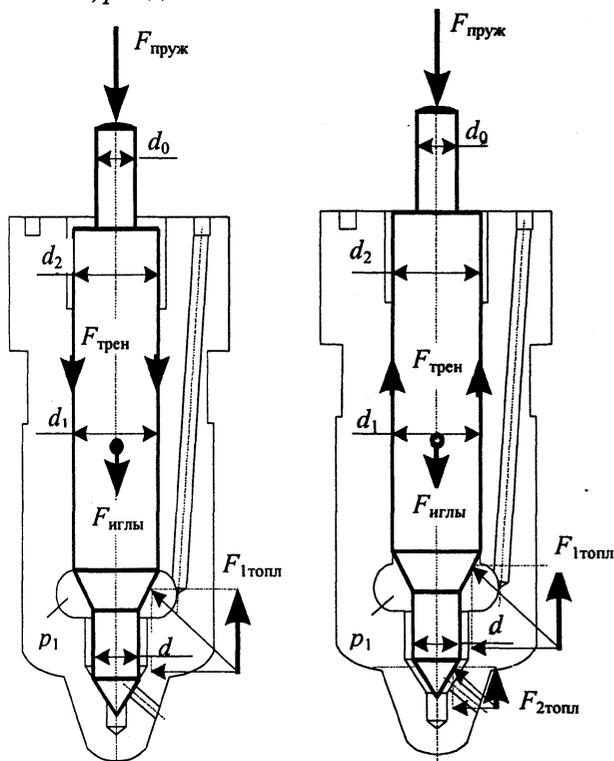


Рис. 1. Силы, действующие в системе «игла – топливо» прецизионного цилиндрического трибосопряжения распылителя топливной форсунки

В соответствии с принятыми допущениями и обозначениями система дифференциальных уравнений, рассмотренная в [5], может быть записана в модифицированном виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + v_z \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right) &= \\ &= F_r - (1/\rho) \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) + \nu \left[\left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} \right) + \right. \\ &+ \left. \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{1}{r} \right) \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - \left(\frac{v_r}{r^2} \right) \right]; \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + v_z \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= \\ &= F_z - (1/\rho) \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) + \nu \left[\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} \right) + \right. \\ &+ \left. \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{1}{r} \right) \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right]; \\ \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \left(\frac{v_r}{r} \right) &= 0; \\ m \left(\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \right) &= -G + p_1 S + \\ &+ 2\pi b l_0 \eta_0 \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right)_{r=b}; \\ \left(\frac{dz}{dt} \right) S &= -2\pi \int_b^a v_z r dr. \end{aligned} \right\} (3)$$

Первые три уравнения системы (3) представляют собой уравнения гидродинамики вяз-

кой несжимаемой жидкости (уравнения Навье – Стокса) в принятой системе координат. Четвертое уравнение описывает поступательное движение иглы и последнее – уравнение связи, отражающее равенство расходов топлива, выраженное через скорости движения топлива в радиальном зазоре трибосопряжения и иглы распылителя.

Условие коаксиального расположения иглы в корпусе распылителя предполагает, что в равновесном состоянии на иглу могут действовать лишь силы трения топлива. В уравнении поступательного движения иглы введена сила трения от составляющей скорости топлива v_z . Уравнение связи, выраженное через равенство расходов топлива, учитывает лишь такие условия работы сопряжения «игла – корпус», при которых объем топлива, протекающий через зазор, замещается иглой, движущейся с некоторой поступательной скоростью dz/dt . Такие условия работы рассматриваемого сопряжения могут встречаться в заключительной фазе впрыскивания топлива, например в процессе посадки иглы на седло корпуса распылителя.

Согласно допущениям о формах иглы и отверстия в корпусе распылителя, их взаимном расположении и пренебрегая давлением столба топлива в зазоре, в уравнениях гидродинамики системы (3) приняты упрощения

$$\left. \begin{aligned} v_r = \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right) = \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right) &= 0; \\ \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= 0; \\ F_r = F_z &= 0. \end{aligned} \right\} (4)$$

При малых значениях критерия Рейнольдса при движении топлива в уравнениях гидродинамики можно пренебречь инерционными членами. Учтем, что z , dz/dt и p_1 являются функциями времени. Тогда система уравнений (3) упрощается

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) &= 0; \\ \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \eta_0 \left[\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} \right) + \left(\frac{1}{r} \right) \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right]; \\ m \left(\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \right) &= -G + p_1 S + 2\pi b l_0 \eta_0 \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right)_{r=b}; \\ \left(\frac{dz}{dt} \right) S &= -2\pi \int_b^a v_z r dr. \end{aligned} \right\} (5)$$

Система уравнений (5) связывает давление топлива в полости дифференциальной площад-

Подставив последнее выражение в (13) и решая его относительно p_1 , получим

$$p_1 = \{mg/\pi [b^2 + b(a-b) + (a-b)^2/2]\} [1 - \exp(-nt)]. \quad (20)$$

Используя выражение (20), можно с учетом нестационарности давления в полости дифференциальной площадки в первом приближении оценить связи между массовыми и геометрическими параметрами элементов цилиндрического трибосопряжения и характеристиками топлива в процессе посадки иглы на седло корпуса распылителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Свиридов Ю. Б., Малявинский Л. В., Вихерт М. М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1979. – 248 с.
2. О надежности работы распылителей / Р. В. Русинов, И. М. Герасимов, А. Г. Семенов и др. // Двигателестроение. – 2000. – № 3. – С. 16–17.
3. Трусов В. И., Дмитренко В. П., Масляный Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
4. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
5. Жоховский М. К. Теория и расчет приборов с уплотненным поршнем. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 312 с.

УДК 656.13.08

УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПЕШЕХОДНОГО И ПОВОРОТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ИЗДЕРЖЕК ДВИЖЕНИЯ

КОТ Е. Н.

Белорусский национальный технический университет

Особенностью взаимодействия пешеходного и поворотного транспортного потоков является однозначно юридически определенное преимущество пешехода. Поэтому водитель транспортного средства, выполняющего правый или левый поворот, может продолжить движение через конфликтную точку только в случае, если такое движение не создает помехи пешеходу.

На регулируемом пересечении условия взаимодействия дополнительно корректируются в связи с тем, что для движения и пешеходного, и поворотного транспортного потоков предоставляется только часть времени в течение цикла светофорного регулирования. В результате плотность обоих конфликтующих потоков в течение разрешенного для движения интервала возрастает за счет накопления очереди транспортных средств перед «стоп»-линией и пешеходов у края тротуара.

Для определения пропускной способности конфликта «пешеход – поворотное транспорт-

ное средство» (далее «пешеход – ПТС») и задержек поворотных транспортных средств необходимо определить длительность промежутка времени, в течение которого полоса проезжей части занята пешеходами и не доступна для движения транспорта.

Базовый вариант модели взаимодействия, разработанный в БНТУ [1] для расчета указанных параметров, требует следующих ограничений:

- положение Правил дорожного движения (ПДД), обязывающее водителей ТС при повороте уступить дорогу пешеходам, выполняется при всех взаимодействиях;
- движение пешеходов по переходу осуществляется рядами, размеры которых зависят от интенсивности движения и ширины пешеходного перехода;
- полоса движения ТС считается занятой пешеходами от момента прибытия первого пешехода из группы на условную линию, соответствующую середине полосы, до момента