

*Источник: Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Меднов А.А., Фурман В.В. Расчет и проектирование гидравлически разгруженного клапана дизельных топливных систем с электронным управлением // Сб. науч. тр. по матер. Межд. конф. Двигатель-2007, посв. 100-летию школы двигател. МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 279-284.*

## Расчет и проектирование гидравлически разгруженного клапана дизельных топливных систем с электронным управлением

**Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Меднов А.А.** (МГТУ им. Н.Э.Баумана), **Фурман В.В.** (ООО “ППП Дизельавтоматика”)

Подобные клапаны становятся основными управляющими элементами в топливоподающей аппаратуре (ТПА) с клапанным управлением (в насос-форсунках, распределительных, индивидуальных ТНВД), а также в части аккумуляторных систем (например, Delphy) [1].

Как показала практика, для проектирования таких клапанов и в целом ТПА, оказываются необходимыми новые знания и опыт. Ниже рассмотрен один из частных актуальных вопросов – математическая модель гидродинамики такого клапана (рис.1), являющаяся частью уравнений граничных условий в гидродинамическом расчете процесса подачи [1].

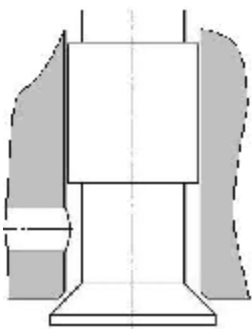


Рис. 1. Схема и конструкция разгруженного клапана ООО “ППП Дизельавтоматика”

Уравнение движения нормально закрытого или открытого клапана:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dC_{\text{КЛ}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{КЛ}}^{\text{сумм}}} \left[ S_{\text{эл-маг}} - S_{\text{пр}}^{\text{предв}} - c_{\text{КЛ}}^{\text{пруж}} h_{\text{КЛ}} - S_{\text{КЛ}}^{\text{демпф}} + P_{\text{слив}} (f_{\text{тарел}} - f_{\text{стеб}}) - \int_{f_{\text{кон}}} P_{\text{кон}} df \right] \\ \frac{dh_{\text{КЛ}}}{dt} = C_{\text{КЛ}} \end{array} \right. \quad (1)$$

Задача о электромагнитном приводе рассмотрена в другой статье этого же сборника. Под демпфирующей силой будем понимать воздействие гидродинамического трения в зазоре между плунжерной частью клапана и корпусом. В зависимости от сочетания параметров знак этой силы в каждый момент может быть свой (так, гидродинамическое трение от течения утечек может помочь закрываться клапану).

Рассматривая течение в зазоре постоянной величины (рис. 2) и используя для интегрирования по радиусу и по длине исходное уравнение ползущего течения

$$\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (2)$$

можно получить уравнение расхода утечек по зазору в форме:

$$Q_{\text{ут}} = -\frac{\pi}{12\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \delta^3 d_{\text{пл}} + \frac{\pi V_{\text{кл}} \delta d_{\text{пл}}}{2}. \quad (3)$$

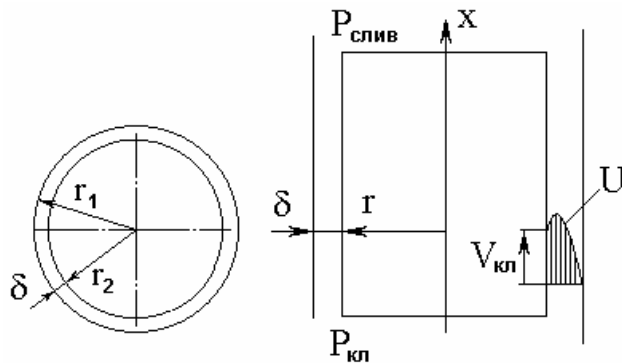


Рис. 2. Расчетная схема течения в зазоре прецизионной пары

Здесь и далее используем обозначения:  $\delta$  - радиальный зазор;  $\eta$  - вязкость топлива текущая;  $V_{\text{кл}}$  - скорость клапана;  $P_{\text{кл}}$ ,  $P_{\text{слив}}$ ,  $P_0$  - давления в кармане клапана, в полости слива, атмосферное давление;  $d_{\text{пл}}$ ,  $L_{\text{пл}}$  - диаметр и длина плунжерной части (прецизионной направляющей) клапана. В частности, с учетом формулы проф. МГТУ Д.Н.Вырубова для вязкости то-

плива в функции давления [2],

$$\eta = \eta_0 \cdot c_{\mu}^{P/P_0},$$

получаем расчетную формулу для расчета расхода утечек:

$$Q_{\text{ут}} = \frac{\pi \delta^3 d_{\text{пл}} P_0}{12 L_{\text{пл}} \eta_0 \ln c} \left( \frac{1}{c_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}} - \frac{1}{c_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0}} \right) + 0,5\pi V_{\text{кл}} \delta d_{\text{пл}}.$$

Оценим усилие сопротивления гидродинамического трения в малом зазоре движению клапана. Для получения распределения  $P$  по длине зазора интегрируем (3) в пределах от  $P_{\text{кл}}$  до текущего  $P$  по координате от 0 до текущей  $x$ :

$$P = \frac{-P_0}{\ln c} \cdot \ln \left[ \frac{1}{C_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0}} \cdot \left( 1 - \frac{x}{L_{\text{пл}}} \right) + \frac{x}{L_{\text{пл}}} \cdot \frac{1}{C_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}} \right]. \quad (4)$$

Сила гидродинамического сопротивления  $S$  движущемуся телу согласно определению тангенциального напряжения  $\tau_w$ , равна произведению этого напряжения на площадь поверхности трения. С учетом переменности вязкости, а значит и  $\tau_w$ , берем интеграл:

$$S = \pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot \int_0^L \tau_w dx.$$

С использованием закона Фурье, дифференцируя (3) и используя (4), получим окончательно выражение для силы, действующей на клапан со стороны движущегося при утечках по зазору топлива:

$$S \approx \pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot \left[ -\frac{\delta}{2} \cdot (P_{\text{кл}} - P_{\text{слив}}) + \frac{V_{\text{кл}} \cdot L_{\text{пл}} \cdot \bar{\eta}}{\delta} \right], \quad (5)$$

где средняя по длине зазора эффективная вязкость может быть оценена:

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_0 P_0}{P_{\text{кл}} - P_{\text{слив}}} \cdot \frac{c_{\mu}^{P_{\text{кл}}/P_0} - c_{\mu}^{P_{\text{слив}}/P_0}}{\ln c_{\mu}}.$$

Обращает на себя внимание, рост диссипативных эффектов с повышением давления (вязкости) топлива. Это относится как к повышению давления на обоих концах зазора (рис. 3). Второй важный вывод – о преобладании силового эффекта, противодействующего движению клапана (течение Куэтта) над силой, способствующей движению (течение Пуазейля) в области высоких давлений. Этот вывод, конечно, зависит от сочетания параметров и относителен.

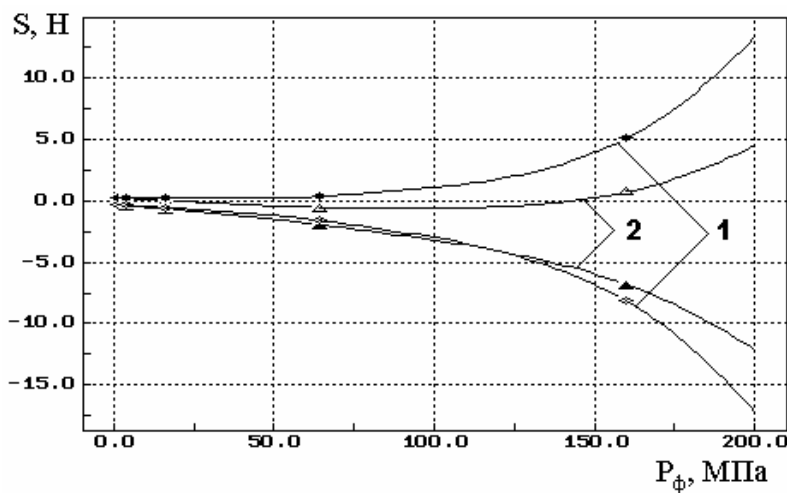


Рис. 3. Изменение силы сопротивления движению клапана при его подъеме и опускании: 1 -  $\delta = 1$  мкм; 2 -  $\delta = 2$  мкм ( $P_{\text{слив}} = 0,1$  МПа;  $d_{\text{пл}} = 6 \cdot 10^{-3}$ ;  $c_{\mu} = 1,0025$ ;  $\eta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$ ;  $L_{\text{пл}} = 20 \cdot 10^{-3}$ )

Описанная картина становится еще более выраженной при уменьшении зазора в прецизионной паре (кривая 1 по отношению к кривой 2 на рис. 3). Напротив, несимметричность кривых относительно направления скорости движущейся иглы наибольшая при больших зазорах и меньших давлениях: при зазоре 2 мкм и  $P_{\text{кл}} < 150$  МПа гидродинамическая сила действует на иглу независимо от ее движения только вверх (кривые 2). Физически это означает преобладание воздействия на иглу от течения Пуазейля над воздействием от течения Куэтта.

Расчет распределения давления по конусу клапана – важнейший при оценке его поведения в процессе ТП. Как показывают эксперименты, проведенные ООО “ППП Дизельавтоматика”, клапан начинает двигаться в сторону закрытия при весьма малых значениях времени, когда по расчетным данным баланс сил еще не обуславливает его страгивание с упора.

Становится понятным, что в рамках рассмотрения статического равновесия клапана без учета реального изменения гидродинамической картины в клапанной щели, проектирование такого клапана неэффективно.

С учетом радиального подвода топлива (рис. 1) течение у стебля клапана и в щели – трехмерное. Методы решения осесимметричных и трехмерных задач, в том числе для капельных жидкостей, включая и турбулентные течения, сегодня с той или иной достоверностью, устойчивостью, трудоемкостью – освоены. Тем не менее, встраивание таких решений в общий расчет топливоподачи малоперспективен ввиду специфики гидродинамических расчетов – их трудоемкости. Это закрывает возможность решения практических задач проектирования и оптимизации с учетом многочисленности анализируемых вариантов. По этой причине, ниже предложен полуэмпирический метод расчета распределения давления в клапанной щели на базе модели квазиодномерного течения жидкости по тракту переменной площади сечения с местными и распределенными гидравлическими сопротивлениями. Сопротивление гидродинамического трения вдоль поверхности образующей клапана оцениваем по соотношениям для начального участка плоской пластины при турбулентном течении [3]:

$$\zeta = k_{\text{корр}} \cdot \frac{0,072}{\text{Re}_x^{0,5}}, \quad \text{Re}_x = \frac{U_x x}{\nu}; \quad U_x = \frac{Q}{f_x}; \quad f_x = \frac{\pi \Delta d}{2 \cos \alpha} (d_x + d_{\text{пл}});$$

$$\Delta d = \frac{d_{\text{пл}} - d_x}{2}; \quad P_x = P_{x-\Delta x} + \frac{\rho}{2} U_{x-\Delta x}^2 - \frac{\rho}{2} U_{x-\Delta x}^2 (1 + \zeta). \quad (6)$$

При этом игнорируем поперечные потоки, связанные с радиальным поступлением топлива в карман клапана, а за начальную точку роста пограничного слоя принимаем точку перехода поверхности стебля в конус. Неточность использования этих формул должна быть скомпенсирована поправочными коэффициентами  $k_{\text{корр}}$ . Для местного сопротивления входа (выхода) в (из) клапанную щель:

$$\zeta = k_{\text{корр}} \cdot 0,5 \left( 1 - \frac{f_x}{f_{x0}} \right); \quad \zeta = k_{\text{корр}} \cdot 1,0.$$

Для течения в клапанной щели с полууглом конуса  $\alpha$  процедура аналогична участку обтекания до щели со следующим отличием:

$$f_x = \pi \cdot h_{\text{кл}} \cdot \sin \alpha \cdot (d_x + h_{\text{кл}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha).$$

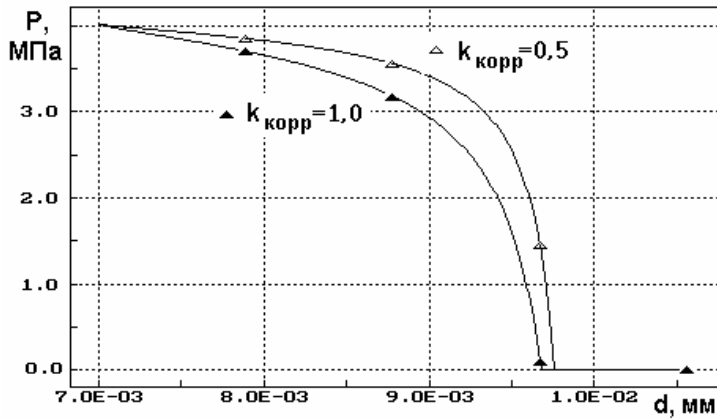


Рис. 4. Распределение давлений при значении поправочного коэффициента (для всех сопротивлений, а именно трения на стебле, входа, трения на фаске, выхода – одинакового)

Типичное изменение давления вдоль запорной клапанной щели представлено на рис. 4. Видно, что в клапанной щели возможна кавитация, поэтому в дополнение к записанным соотношениям используется логическое условие: если  $P_x < P_{\text{нас.пар}}$ , то  $P_x = P_{\text{нас.пар}}$ . При этом при работе клапана давление  $P_{\text{слив}}$  совсем не обязательно равно атмосферному: в реальном нестационарном процессе оно доходит до 10 МПа.

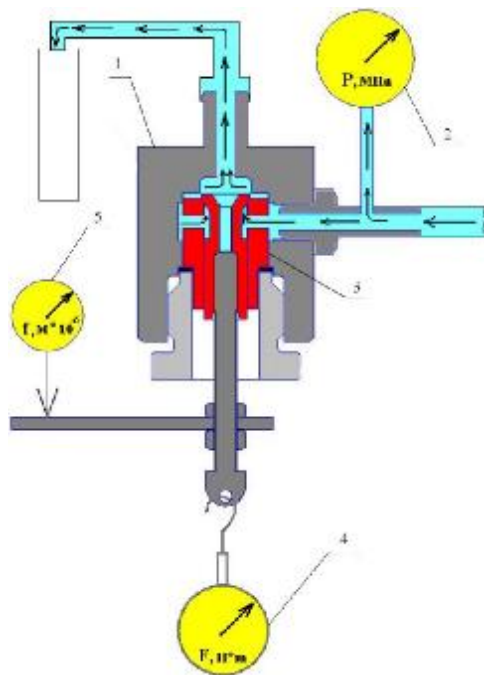


Рис. 5. Схема установки для проливки гидравлически разгруженного клапана: 1-корпус клапана; 2-манометр; 3-клапан; 4-динамометр; 5-микрометрическая головка

Как изначально предполагалось, простая модель идентифицировалась с помощью экспериментальных данных. Для этого проводилась статическая проливка гидравлически разгруженного клапана (рис.1). На рис. 5 представлена схема экспериментальной установки. В двух циклах опытов измерялись перемещение клапана, сила, приложенная к клапану (в обоих направлениях), напор, расход топлива (объемным способом).

Для расчетов оказывается важным изменение коэффициента расхода в зависимости от подъема клапана (за нуль принято его закрытое положение). Для исключения влияния режимного фактора ( $Re$ ) проливки проводились под давлением более 4 МПа. Результаты (рис. 6) аппроксимированы эмпирической формулой:

$$\mu_{\text{кл}} = 0,8 - 2,2686 \left( \frac{h_{\text{кл}}}{d_{\text{пл}}} \right)^{0,533}$$

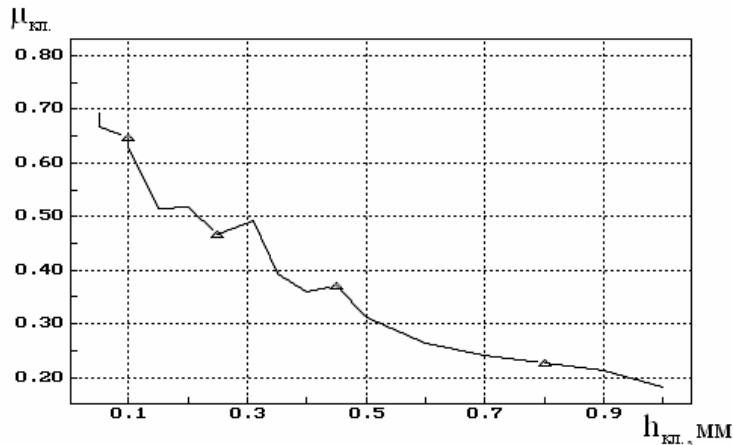


Рис. 6. Экспериментально полученное значение коэффициента расхода через клапанную щель в функции хода клапана

Уточнение коэффициента  $k_{\text{корр}}$  для расчетной модели производилось сравнением расчетных и экспериментальных данных для неуравновешенной гидродинамической силы (рис. 7).

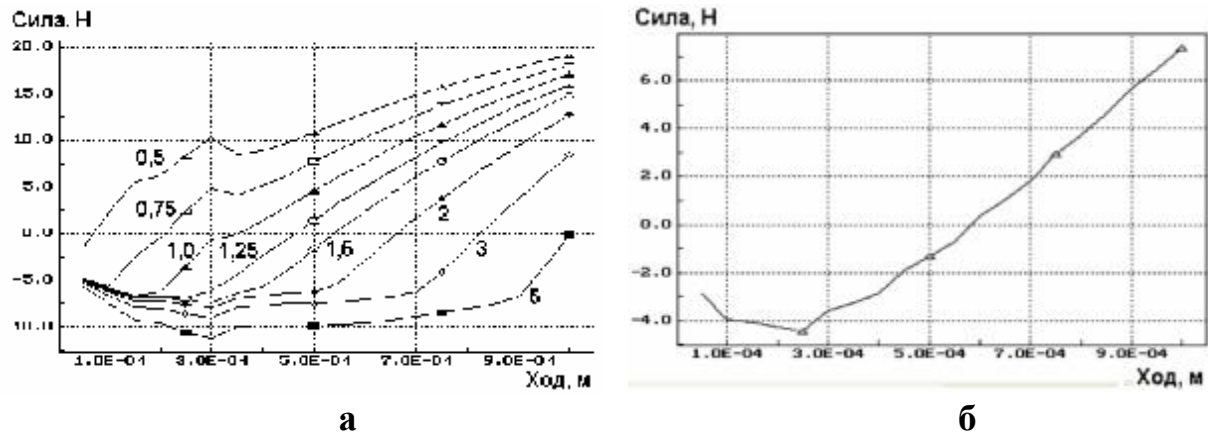


Рис. 7. Неуравновешенная (открывающая) сила в функции хода клапана  $d_{\text{пл}}=10$  мм: а - расчетная для различных  $k_{\text{корр}}$ ; б - экспериментальная

На графике видно, что первые 0,55 мм хода, на клапан действует закрывающая сила и для открытия клапана необходимо приложить усилие в 3...5 Н. При дальнейшем открытии клапана на него действует открывающая сила. Сравнивая экспериментальную зависимость с расчетной, идентифицируем  $k_{\text{корр}}$  для участков распределенного гидродинамического трения 1,35...1,45.

Модель демпфирования движения клапана в составе гидродинамического расчета подачи позволяет более достоверно описывать его движение в условиях быстротекущего процесса. Модель распределения давлений на поверхностях клапана является инструментом оптимизации конструкции клапана, обеспечивая его максимальное быстродействие. При этом создается возможность не только интенсификации подачи, но и организации многофазного впрыскивания, устранения затянутого окончания пода-

чи. Важно, что изменением соотношений размеров клапана и седла можно управлять величиной и знаком небольшой неуравновешенной гидравлической силы, обеспечивая ускорение либо закрытия, либо открытия клапана и общим быстродействием.

**Литература:**

1. Грехов Л.В, Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелем: Учебник для вузов.- Москва: Изд-во Легион-Автодата, 2004., ил – 344 с.

2. Вырубов Д.Н. Физические характеристики дизельных топлив, определяющих процессы топливоподачи // Дизелестроение. - 1935, № 8.

3. Бекнев В.С., Панков О.М., Янсон Р.А. Газовая динамика газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1973. – 335 с.