

Аннотация

Восстановление работоспособности шлангов гидравлических систем сельскохозяйственной техники

Предложена технология и оснастка для восстановления работоспособности шлангов гидравлических систем, обоснованы основные режимы процесса восстановления. Представлены рекомендации по их использованию.

Abstract

Hose efficiency restoration for agricultural machinery hydraulic systems

Technique and equipment for hydraulic systems hose restoration are suggested. Main parameters of restoration process are substantiated. Recommendations on their use are provided.

УДК 631.354

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА РЕМОНТА РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНЫХ ФОРСУНОК

Шержуков И.Г., к.т.н., доцент; Тридуб А.Г., к.т.н., доцент

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенко, г. Харьков, Украина*

Быстрый А.Н., ст. преподаватель

Национальный аграрный университет, г. Киев, Украина

Одним из самых недолговечных узлов дизеля является распылитель форсунки. Один из мировых лидеров по производству топливной аппаратуры – фирма Делфи (Лукас) рекомендует заменять распылители каждые 50 тыс. км пробега автомобиля. Нарушение сроков замены приводит к существенному ухудшению показателей топливоподачи и сме-сеобразования. Нарушается микроструктура рабочей смеси, ухудшаются показатели работы двигателя, не успевшие испариться крупные капли топлива попадают на стенки цилиндра, смывают и разжижают смазку. Это приводит к ухудшению условий работы пар трения цилиндроршневой группы и их повышенному износу.

Относительно высокая стоимость новых распылителей создает предпосылки для необходимости ремонта распылителей, отработавших рекомендуемый фирмой-производителем срок и подлежащих замене.

При распылении топлива происходит дробление сравнительно большой его массы на мелкие капли и распределение ее в объеме камеры сгорания. На процесс распыливания в основном влияет совокупное воздействие аэродинамических сил газовой среды и начальных возмущений, возникающих при истечении топлива из распыляющих отверстий корпуса распылителя. Появлению возмущений способствует наличие шероховатости поверхности распыляющего отверстия, форма его входных и выходных кромок, турбулентных пульсаций, возникающих при движении топлива по сопловому отверстию (рисунок 1).

Расход топлива будет определяться перепадом давления перед сопловым отверстием P_b и давлением в камере сгорания цилиндра двигателя P_u .

Для соплового отверстия диаметром d_c коэффициент расхода μ_c зависит от потерь на сжатие струи и вихреобразование. По мере увеличения скорости течения, определяемой числом Рейнольца $Re = u_c d_c / V_T$, происходит рост μ_c и при $Re_{kp} = (2 \div 3)10^3$ он достигает значения, не меняющегося при дальнейшем увеличении Re . Это сопровождается переходом от ламинарного течения к турбулентному и соответственно к эффективному дроблению капель в струе.

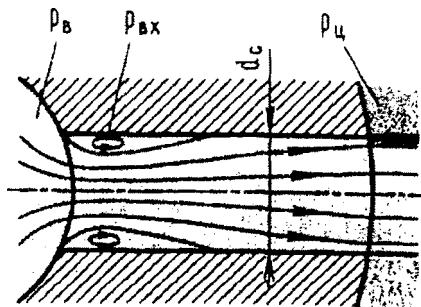


Рисунок 1 – Схема течения топлива в сопловом отверстии распылителя

Таким образом, для обеспечения хороших условий смешивания топлива с воздухом необходимо свести к минимуму режимы, когда подача топлива происходит при малых перепадах давления на сопловых отверстиях и ламинарному течению топлива в них.

В процессе подачи топлива давление перед сопловыми отверстиями существенно отличается от давлений на входе в форсунку p_{Φ} , это отличие определяется гидравлической характеристикой форсунки. Гидравлическая характеристика форсунки – зависимость $p_{\Phi} = f(Q_{\Phi})$ определяет пропускную способность форсунки и зависит от потерь давления при дросселировании, конструкции, режимов и условий ее работы. Из всех типов форсунок штифтовая наиболее сложна для расчета, так как имеет наибольшее число зависящих от подъема иглы дросселирующих сечений. Определим выражения для построения гидравлической характеристики обобщенной (штифтовой) форсунки. Характеристики остальных форсунок могут быть получены из нее как частный случай. Расчетная схема представлена на рисунке 2.

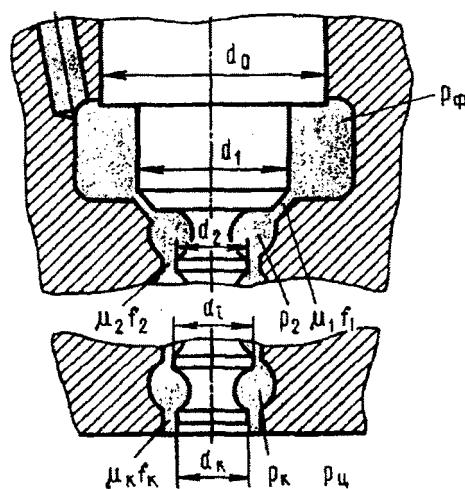


Рисунок 2 – Расчетная схема течения топлива через дросселирующие сечения форсунки

Допускаем, что скоростью топлива в полостях можно пренебречь, и что процесс подачи находится в статическом равновесии. Из условия последнего имеем:

$$A + cx_u = \sum_{i=1}^{i=k} p_i \pi (d_{i-1}^2 - d_i^2) / 4 + p_u \pi d_k^2 / 4, \quad (1)$$

где A и c – соответственно сила предварительной затяжки и жесткость пружины;

$p_i; p_u$ – давление топлива соответственно в i -й полости и газа в цилиндре;

d_i – диаметр иглы в i -м дросселирующем сечении.

То же уравнение, но для момента отрыва иглы от седла имеет вид

$$A = p_{\phi 0} \pi (d_0^2 - d_1^2) / 4 + \sum_{i=2}^{i=k} p_i \pi (d_{i-1}^2 - d_i^2) / 4 + p_u \pi d_k^2 / 4, \quad (2)$$

где $p_{\phi 0}$ – давление начала впрыскивания в полости $i=1$.

Вычитая (1) из (2), получаем

$$cx_u = (p_{\phi} - p_{\phi 0}) \pi (d_0^2 - d_1^2) / 4 + \sum_{i=2}^{i=k} \pi (d_{i-1}^2 - d_i^2) (p_i - p_u) / 4. \quad (3)$$

К уравнению (2) следует присоединить уравнения, выражающие зависимость расхода топлива от перепада давлений.

С учетом несовершенства течения через дросселирующее сечение f_i со скоростью u_i расход $Q_i = \mu_i u_i f_i$.

Используя уравнение Бернулли и с учетом $Q_1 = Q_{i-1}$, получаем для k сечений систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} p_{\phi} - p_2 &= Q_{\phi}^2 p_T / [2(\mu_1 f_1)^2] \\ \dots & \\ p_{i1} - p_{i+1} &= Q_{\phi}^2 p_T / [2(\mu_i f_i)^2] \\ \dots & \\ p_k - p_u &= Q_{\phi}^2 p_T / [2(\mu_k f_k)^2] \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где Q_{ϕ} – объемный расход топлива через форсунку.

Прямое решение уравнений (3) и (4) алгебраическим методом приводит к уравнениям высших степеней. Поскольку геометрические характеристики d_i и f_i зависят от подъема иглы x_u , значительно удобнее решать уравнения в параметрическом виде, используя параметр x_u . Давление в i -й полости можно получить сложением ($k+1-i$) – последних уравнений системы (4). Тогда, сложив порознь ($k+1-i$) и k уравнений, получаем выражения:

$$p_i - p_u = (Q_{\phi}^2 p_T / 2) \sum_{i=1}^k 1 / (\mu_i f_i)^2 \quad (5)$$

$$p_{\phi} - p_u = (Q_{\phi}^2 p_T / 2) \sum_{i=1}^k 1 / (\mu_i f_i)^2 \quad (6)$$

Разделив (5) на (6) и вводя обозначение

$$\sigma_i = \sum_{i=i}^{i=k} 1 / (\mu_i f_i)^2 / \sum_{i=1}^{i=k} 1 / (\mu_i f_i)^2, \quad (7)$$

получаем $p_i - p_u = \sigma_i (p_{\phi} - p_u)$.

Разделив выражение (3) на $\pi(d_0^2 - d_1^2)/4$, вводя в первую скобку $-p_u$ и $+p_u$ и заменив последнюю с учетом (7), имеем

$$4cx_u / [\pi(d_0^2 - d_1^2)] = p_u - p_{\phi 0} + p_{\phi} - p_u + \sum_{i=2}^{i=k} (p_{\phi} - p_u) \sigma_i (d_{i-1}^2 - d_i^2) / (d_0^2 - d_1^2).$$

Вводя обозначения $v_i = (d_{i-1}^2 - d_i^2) / (d_0^2 - d_1^2)$ и $b = 4c / [\pi(d_0^2 - d_1^2)]$, а также учитывая, что $\sigma_1 = 1$ и $v_1 = 1$, вводим $(p_{\phi} - p_u) \sigma_i v_i$ под знак суммы и получаем параметрическую зависимость $(p_{\phi} - p_u) = f(x_u)$:

$$bx_u - p_u + p_{\phi 0} = (p_{\phi} - p_u) \sum_{i=1}^{i=k} v_i \sigma_i. \quad (8)$$

Для получения зависимости $Q_{\phi} = f(x_u)$ подставляем (7) в первое уравнение системы (4):

$$Q_{\phi} = \mu_1 f_1 \sqrt{2(1 - \sigma_2)(p_{\phi} - p_u) / \rho_T}, \quad (9)$$

или с использованием (8)

$$Q_{\phi} = \mu_1 f_1 \sqrt{2(1 - \sigma_2)(bx_u - p_u - p_{\phi 0}) / (\rho_T \sum_{i=1}^{i=k} v_i \sigma_i)}.$$

Коэффициенты $\sigma_i v_i$ могут быть рассчитаны при любом x_u . Если форсунка имеет запирающий орган с конической поверхностью с углом при вершине 2α , то минимальная площадь проходного сечения может быть вычислена как площадь боковой поверхности усеченного конуса

$$f = \pi x_u \sin \alpha (d_k - x_u \sin \alpha \cos \alpha). \quad (10)$$

Задавая значения x_u , можно с использованием уравнений (8) и (9) построить гидравлическую характеристику форсунки. Рассмотрим особенности различных типов форсунок.

В настоящее время наиболее распространены закрытые форсунки.

Гидравлическая характеристика нормальной закрытой форсунки может быть построена с учетом ранее полученных зависимостей. Для этой форсунки $k=2$; $p_2 = p_e$;

$$v_2 = d_1^2 / (d_0^2 - d_1^2), \sigma^2 = \mu_1^2 f_1^2 / (\mu_1^2 f_1^2 + \mu_c^2 f_c^2) \quad (11)$$

Тогда

$$p_{\phi} = p_u + (bx_u - p_u + p_{\phi 0}) / (1 + v_2 \sigma_2), \quad (12)$$

А из выражения (4) следует, что

$$p_e = p_u + Q_{\phi}^2 p_T / (2\mu_c^2 f_c^2). \quad (13)$$

где $\mu_1 f_1$ и $\mu_c f_c$ – эффективные сечения в запирающем конусе и распыливающих отверстиях.

Вид гидравлической характеристики определяется рядом конструктивных и регулировочных параметров форсунки. При изменении затяжки меняется давление начала вспрыскивания и участок характеристики, соответствующий малым Q_{ϕ} (рисунок 3а).

Увеличение жесткости пружины приводит к необходимости повысить давление P_{ϕ} для подъема иглы на ту же величину и обеспечения того же Q_{ϕ} (рисунок 3б). В определенной мере аналогично влияние отношения d_1/d_0 , так как площадь дифференциальной площадки иглы

$$f_{\text{диф}} = \pi (d_0^2 - d_1^2) / 4.$$

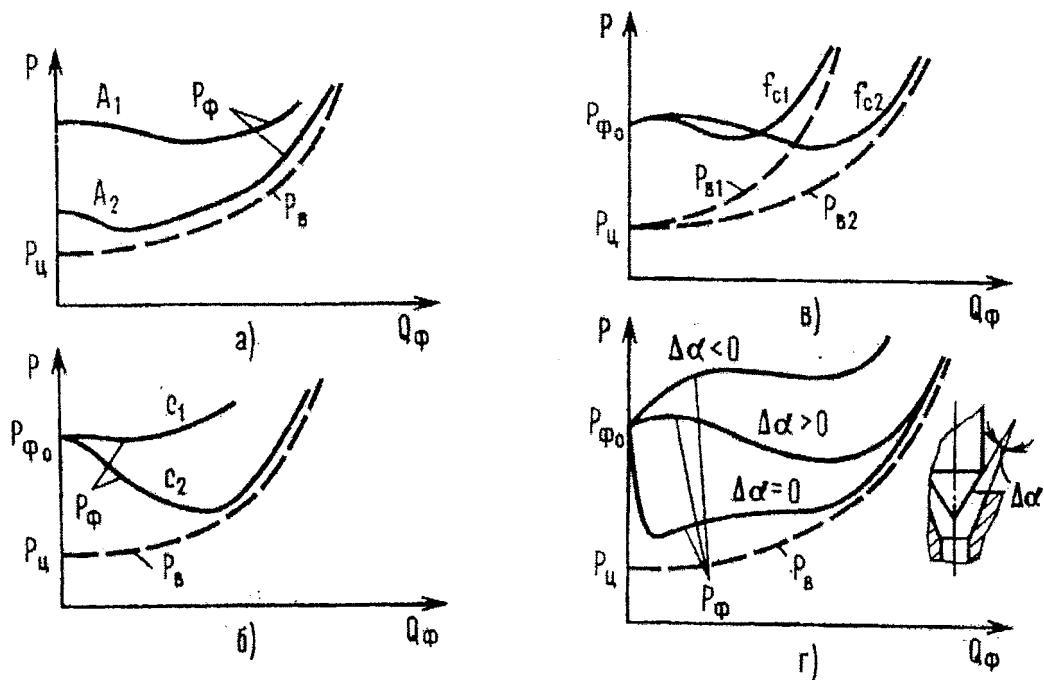


Рисунок 3 – Влияние на гидравлическую характеристику нормальной закрытой форсунки изменения ее конструктивных и регулировочных параметров:

а – предварительной затяжки пружины ($A_1 > A_2$); б – жесткости ($c_1 > c_2$); в – площади сечения распыливающих отверстий ($f_{c1} > f_{c2}$); г – разности углов конусов иглы и распылителя

С уменьшением площади сечения распылителя увеличивается дросселирование топлива, сокращаются I, II гидравлической характеристики (рисунок 3в). Следует отметить еще одну особенность форсунок с запирающей иглой: давление конца впрыскивания меньше давления начала, так как под конусом иглы давления топлива соответственно равны p_e и p_u ($p_e > p_u$).

В форсунках с запирающей иглой возможны неустойчивые режимы работы. Рассмотрим, например, режим работы, соответствующий точке на характеристике форсунки. Допустим, что в результате случайного возмущения произошло повышение давления ρ_ϕ до уровня А'. Согласно характеристике это вызовет уменьшение Q_ϕ и x_u . Возросшее дросселирование топлива приведет к еще большему увеличению ρ_ϕ . Таким образом, равновесие иглы и режим работы форсунки неустойчивые. Для случая постоянной подачи Г.Г. Калишем был сформулирован критерий устойчивости работы форсунки: $d\rho_\phi/dQ_\phi > 0$.

В случае соответствия значения Q_ϕ зоне II гидравлической характеристики работа форсунки происходит следующим образом. Игла, поднявшись до значения А', не останавливается, а, вследствие нахождения на устойчивой ветви характеристики, поднимается дальше. Подача топлива достигает Q_{kp} , но в результате инерционности иглы рабочая точка продолжает смещаться вправо по зоне III характеристики. Однако длительная работа здесь невозможна вследствие недостаточности топлива, и игла опускается, быстро проходит зону II и из-за инерции – зону I, впрыскивание прекращается. Через некоторое время ТНВД ликвидирует недостаток топлива, давление его увеличивается выше $\rho_{\phi0}$, и цикл повторяется. Такое впрыскивание называется дробящим. При этом колебательное движение иглы не обязательно должно сопровождаться посадкой ее на конус.

Дробящее впрыскивание возможно при работе дизеля на низких скоростных режимах, однако способность к нему у форсунок изменяется в зависимости от конструктивных и регулировочных параметров, в частности, она снижается у бывших в эксплуатации форсунок в результате изнашивания запирающих конусов и уменьшения $\Delta\alpha$ (см. рисунок 3г).

Рассмотренные гидравлические характеристики сопловых и штифтовых форсунок показывают, что при ремонте распылителей особое внимание необходимо уделить обработке запирающих конусов иглы и конуса распылителя. При разнице в углах конусов $0,5\div1,5^\circ$ возможны неустойчивые режимы работы форсунок – дробящий впрыск (дребезжание).

Такой режим работы обеспечивает быстрый подъем иглы и резкую посадку. Давление перед соплом нарастает с очень высокой скоростью. Начальные и конечные периоды впрыска, сопровождающиеся малыми скоростями ламинарного течения топлива, в сопле сводятся к минимуму.

Работоспособность распылителя оценивается по следующим критериям: легкодоступность (или подвижность) иглы распылителя в корпусе, формообразование струи и герметичность посадочного места иглы распылителя.

При оценке работоспособности распылителей следует различать новые и бывшие в употреблении распылители. Для новых распылителей проверка дробезжания позволяет судить о легкодоступности иглы в корпусе распылителя. Способность новых распылителей издавать характерный дребезг при проверке зависит от конструктивных особенностей распылителя.

Исходя из этих особенностей, все распылители распределены (по рекомендации сервисной службы фирмы Bosch) на 3 группы, каждая из которых имеет свой характер дробезжания распылителя при проверке на приборе.

К первой группе дробезжания относятся распылители, при проверке которых дребезг хорошо слышен во всех диапазонах скоростей нажатия на рычаг проверочного прибора. При высоких скоростях нажатия на рычаг наблюдается хорошо распыленная струя.

При проверке распылителей, относящихся ко второй группе, дребезг слышен только при быстрых или медленных скоростях нажатия на рычаг проверочного прибора. В среднем диапазоне находится не широкая зона отсутствия дробезжания. В этом диапазоне может наблюдаться не распыленная форма струи. При увеличении скорости нажатия на рычаг наблюдается хорошо распыленная струя.

У распылителей третьей группы дробезжание слышно только при быстрых или медленных скоростях нажатия на рычаг проверочного прибора. В среднем диапазоне находится широкая зона отсутствия дробезжания. В этом диапазоне может наблюдаться не распыленная форма струи. Только при высоких скоростях нажатия на рычаг наблюдается хорошо распыленная струя.

Если проведен качественный ремонт изношенного распылителя, т.е. обеспечена нормальная подвижность иглы в корпусе и зазор между направляющей иглы и корпуса, а также в процессе шлифования сопряженных конусов иглы и корпуса обеспечена герметичность этого сопряжения, то работа такого распылителя практически не будет отличаться от работы нового.

Таким образом, отремонтированные распылители, с учетом особенностей их конструкции, можно также распределить по описанным выше трем группам дробезжания и принять дробящий впрыск в качестве интегрального показателя качества ремонта распылителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теоретические основы технологий ремонта машин: Учебник в 3-х т. / Сидашенко А.И., Науменко А.А., Скобло Т.С. и др. / Под ред. А.И. Сидашенко и А.А. Науменко. Том 1. (Теория и технология производственных процессов ремонта машин) – Харьков: ХНТУСХ, 2005. – 590с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова, 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1985. – 456с.

Аннотация

Теоретическое обоснование способа оценки качества ремонта распылителей дизельных форсунок

Дано теоретическое обоснование возможности работы распылителя на неустановившихся режимах. Проанализированы условия возникновения дробящего впрыска при изготовлении и ремонте распылителей.

Abstract

Theoretical ground of method of estimation of quality of repair of nebulizers of diesel sprayer

The theoretical ground of possibility of work of nebulizer is given on the unset modes. The terms of origin of crushing injection are analysed at making and repair of nebulizers.

УДК 629.3.014.2.02

ПРЕЦИЗИОННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ КЛАПАНО-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ

Черкун В.Е., к.т.н., профессор; Гранкина Н.С., магистр
Таврический государственный агротехнологический университет,
г. Мелитополь, Запорожская обл., Украина

Постановка проблемы. Работоспособность гидравлических систем управления тракторов в значительной мере определяется состоянием прецизионных соединений клапанно-распределительных устройств. Существующие технологии восстановления деталей соединения практически копируют технологию изготовления, что не всегда целесообразно для современного ремонтного производства. Существует потребность в разработке технологии восстановления деталей прецизионных соединений, которые применимы для агрегатно-ремонтных предприятий.

Анализ последних исследований. Анализ исследований, выполненных учеными [1, 5], подтверждает актуальность данной проблемы. Технологии восстановления корпусных деталей усложняются особой формой поверхности прецизионных отверстий и продолжают совершенствоваться. Более изученными являются технологии восстановления деталей типа «золотник», которые, в основном, базируются на гальванических способах.

Цель статьи. Целью статьи является выполнение конструктивно-технологического анализа и установление общих характеристик для дальнейшей разработки технологических рекомендаций относительно восстановления основных деталей клапанно-распределительных устройств гидравлических систем управления тракторов.

Основная часть. Общие сведения о гидравлических системах тракторов, их конструктивно-технологические особенности приведены в литературе [1, 2].

К гидравлическим системам управления тракторов относятся гидроусилители руля (ГУР) колесных тракторов и гидравлические системы трансмиссии коробок передач (КП) гусеничных тракторов, а также гидравлическая система редуктора вала отбора мощности