

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТКИ И
ИСПЫТАНИЯ МУФТЫ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА****Ю. В. Иванщиков, А. Р. Валиев, А. М. Новиков, Ю. Н. Доброхотов, Ю. Ф. Казаков**

Реферат. Применяемая технология обкатки топливных насосов высокого давления на фиксированных частотах вращения кулачкового вала не обеспечивает приработку пар трения не только насоса, но и его муфты опережения впрыска топлива. Цель исследований разработка устройства, обеспечивающего равнопеременную угловую скорость ведомой полумуфты муфты опережения впрыска топлива. Неравномерная скорость вращения ведомой полумуфты дает возможность обкатывать муфту в динамических режимах нагружения путем оптимизации хода толкателей, радиуса роликов и высоты программирующей шайбы, обеспечивающего при этом оптимальные режимы обкатки при сочетании заданных крутильных колебаний в диапазоне амплитуд, перекрывающих рабочие углы разворота полумуфт. Для достижения поставленной цели в работе определен диапазон размеров радиусов ведомого полувала предлагаемого устройства (6...12,5 мм) и его копирующего ролика (5...9 мм), обеспечивающего равнопеременную угловую скорость ведомой полумуфты. Для этих значений конструктивных элементов устройства высота кулачка программирующей шайбы будет находиться в пределах 2,99...5,85 мм. В этом диапазоне возможна обкатка серийно выпускаемых муфт опережения впрыска топлива в динамическом режиме с равнопеременной угловой скоростью, что повышает качество приработки пар трения насоса и его муфты.

Ключевые слова: параметры подачи топлива, чувствительность муфты, крутильные колебания, программирующая шайба.

Введение. Топливная аппаратура – одна из важнейших составных частей системы питания дизеля. Она предназначена для обеспечения нормального питания топливом на различных режимах работы. От степени совершенства топливной аппаратуры и ее технического состояния в процессе эксплуатации зависят показатели рабочего процесса дизеля, его надежность, а также эксплуатационные характеристики [1, 2, 3].

Работа топливной аппаратуры определяет основные мощностные и экономические показатели дизеля, его надежность, долговечность и стабильность параметров, удельные весовые и объемные характеристики, уровень создаваемого шума, а также токсичность и дымность отработавших газов [4, 5].

Работу топливной аппаратуры дизелей, а также совершенство конструкции ее сборочных единиц и агрегатов оценивают сопоставлением наиболее характерных параметров подачи топлива. К их числу обычно относят угол опережения подачи топлива; продолжительность подачи; продолжительность разгрузки; характеристику впрыска (закон подачи); давление подачи и цикловую подачу [6, 7, 8].

Параметры процесса топливоподачи: давление и продолжительность впрыска, угол опережения впрыска обычно выбираются, исходя из обеспечения требуемых показателей работы дизеля на максимальном скоростном режиме при полной подаче топлива [9].

Оптимизация характеристик впрыска в широком поле режимов работы позволяет улучшить топливную экономичность дизеля на 2...7%.

С целью оптимизации угла опережения впрыска с изменением скоростного режима применяют автоматические муфты, которые

устанавливают на дизели с максимальной частотой вращения коленчатого вала $n_o > 1800...2000$ об/мин [10].

Автоматическая муфта опережения впрыска топлива изменяет начало подачи топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Применение муфты обеспечивает оптимальное для рабочего процесса начало подачи топлива по всему диапазону скоростных режимов, чем достигается необходимая экономичность и приемлемая жесткость процесса в различных скоростных режимах работы двигателя. Оптимальный угол опережения обычно выбирают на номинальном скоростном режиме и поэтому несоответствие угла опережения впрыска остальным скоростным режимам при отсутствии муфты приводит к ухудшению энергетических и экономических показателей, повышению дымности и токсичности отработавших газов, возрастанию максимальных давлений и жесткости процесса сгорания, повышению шумности работы [11, 12].

В большинстве дизелей муфта опережения впрыска топлива представляет собой обособленный механизм, который крепится на переднем конце кулачкового вала топливного насоса высокого давления. Корпус муфты заполняют моторным маслом. После 6000 ч работы муфта должна быть проверена и заправлена свежим маслом. Основной диагностический параметр для муфты опережения впрыска топлива – угол опережения подачи топлива. При потере работоспособности муфта, как правило, не поддерживает угол опережения в заданных пределах. При ее эксплуатации будут наблюдаться повышенные дымность отработавших газов, жесткость работы, расход топлива. Основным дефект муфты опережения впрыска топлива – нарушение герметичности

и утечка масла из полости муфты, что приводит к износу и разрушению ее деталей, изменению рабочих параметров. Износу подвержены рабочие поверхности ведущей и ведомой полумуфт, втулки ведущей полумуфты, осей грузов и самих грузов. В большинстве своем, эти детали подлежат восстановлению [13, 14, 15]. Как и всякая сборочная единица, имеющая в своем составе подвижные соединения в процессе ремонта муфта должна подвергаться обкатке и испытанию с целью приработки вновь образованных и восстановленных пар трения и определения ее скоростных характеристик.

Применяемая на ремонтных предприятиях технология обкатки топливного насоса и муфты опережения впрыска топлива обеспечивает удовлетворительную приработку сопряжений только после 55...100 мин непрерывного прокручивания вала насоса, осуществляемого на непригодном для этого серийном регулировочном стенде.

Цель исследований – разработка устройства, обеспечивающего равнопеременную угловую скорость ведомой полумуфты муфты опережения впрыска топлива.

Условия, материалы и методы. Результаты экспериментального определения характеристики муфты опережения впрыска топлива на безмоторных стендах [16] свидетельствуют, что ее можно представить в виде линейной зависимости угла разворота полумуфт от частоты вращения кулачкового вала топливного насоса:

$$\Theta = G \cdot \omega - \mathcal{J}, \quad (1)$$

где Θ – угол разворота ведомой полумуфты, град.;
 G – обобщенный показатель чувствительности муфты к изменению частоты вращения;
 ω – (безразмерная величина).

Чувствительность муфты зависит не только от жесткости ее пружины, но и от усилия сжатия пружины, а также коэффициента трения в подвижных сопряжениях. Свободный член уравнения (1) определяет «холостую» зону скоростной характеристики, когда при увеличении частоты вращения до некоторого

предела не происходит раскрытия грузов и разворота ведомой полумуфты, относительно ведущей, из-за предварительного сжатия пружины и трения покоя в сопряжениях [17]. Очевидно, что начало действия муфты может быть изменено регулировкой предварительного сжатия пружины. При этом в рабочей зоне ее чувствительность не должна изменяться, а линия скоростной характеристики будет перемещаться вправо или влево параллельно себе.

Согласно техническим требованиям на испытание автоматических муфт задается их нормативная характеристика, которую определяют значения угла разворота полумуфты на номинальном скоростном режиме и режиме максимального крутящего момента двигателя, а также указывается допуск на угол разворота (табл. 1). С использованием этих данных были построены графики нормативных характеристик серийных муфт (рис. 1). Они позволяют рассчитывать желаемую чувствительность муфты и ее отклонения, сравнивать между собой различные муфты, выбирать параметры привода стенда для испытания муфт и устройства для измерения разворота полумуфт, оценивать зависимости между изменением предварительной деформации пружины и начала действия муфты.

Чувствительность муфты рассчитывается по формуле:

$$G = \frac{\Theta_{ном} - \Theta_{мк}}{\omega_{ном} - \omega_{мк}}, \quad (2)$$

где

$\Theta_{ном}$ – угол разворота на номинальном режиме, град.;

$\Theta_{мк}$ – угол разворота на режиме максимального крутящего момента, град.;

$\omega_{ном}$ – номинальная частота вращения вала привода, с⁻¹;

$\omega_{мк}$ – частота вращения на режиме максимального крутящего момента, с⁻¹.

Таблица 1 – Нормативные характеристики некоторых муфт опережения впрыска топлива

Тип муфты	Скоростной режим, с ⁻¹	Угол разворота, град.
СМД-62	16,67±0,17* 12,50±0,83	6...5** 2±1
Д-144 и Д-160	20,00±0,17 10,83±0,83	7±0,5 2±1
ЯМЗ-240Н	17,50±0,17 10,83±0,17	7±0,5 3±1
ЯМЗ-240Б	15,83±0,17 7,50±0,17	6,5±0,5 2±1

*первое значение – частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме, с⁻¹, второе – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, с⁻¹;

**первое значение – угол разворота ведомой полумуфты на номинальном режиме, град., второе значение – угол разворота ведомой полумуфты на режиме максимального крутящего момента, град.

Подставив в формулу (2) нормативные значения Θ и ω и их отклонения в пределах поля допуска, можно получить соответствующие значения чувствительности. Допустимая неравномерность чувствительности муфт рассчитывается по зависимости:

$$H_{\text{доп}} = \frac{G_{\text{ниж}} - G_{\text{верх}}}{G_{\text{норм}}} \quad (3)$$

где $G_{\text{ниж}}$, $G_{\text{верх}}$ – нижние и верхнее значение чувствительности муфты опережения впрыска топлива, град/с⁻¹; $G_{\text{норм}}$ – нормативное значение чувствительности муфты опережения впрыска топлива, град/с⁻¹.

Результаты расчетов по формулам (2) и (3)

свидетельствуют, что чувствительности серийных муфт различаются между собой и более строгие нормы установлены на характеристики муфт двигателей Д-144 и Д-160 (табл. 2). Поле характеристики муфты СМД-62 не полностью перекрывается характеристикой двигателя Д-160 (см. рис. 1), а это осложняет их взаимозаменяемость, хотя известно, что такие муфты используют на насосе НД-22. Большие колебания нормативной и допустимой чувствительности, с одной стороны, облегчают ремонт муфт, с другой, требуют более тщательной проверки отдельных пружин на жесткость и использование большего числа регулировочных прокладок. Принципиально аналогичные выводы можно сделать и в отношении муфт ЯМЗ-240.

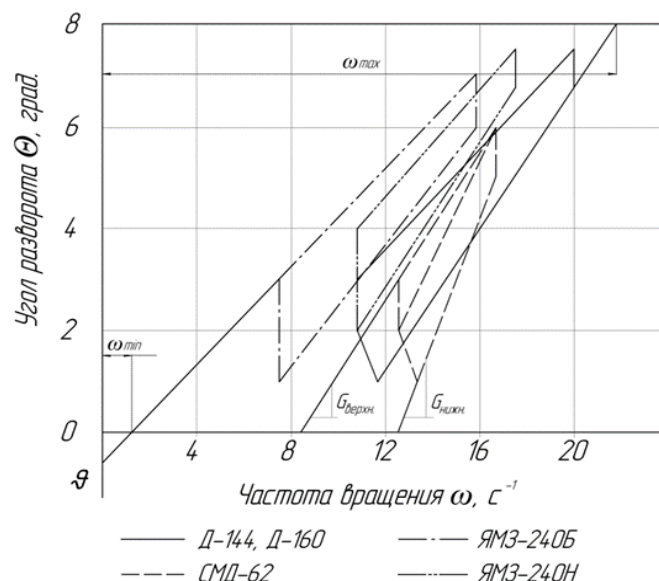


Рис. 1 – Нормативные характеристики муфт опережения впрыска топлива

Свободный член уравнения (1) можно найти путем подстановки нормальных и допустимых значений Θ на номинальном режиме:

$$\vartheta_{\text{норм}} = G_{\text{норм}} \cdot \omega_{\text{норм}} - \Theta_{\text{норм}} \quad (4)$$

Расчеты по формуле (4) показывают, что технические требования допускают значительное варьирование ϑ (см. табл. 2). Интервал варьирования ϑ можно также рассматривать как косвенную характеристику предварительного сжатия пружины муфты. Следовательно, у СМД-62 оно может быть значительно больше рабочей деформации пружины на номинальном скоростном режиме, что не рационально. Целесообразно ужесточить допуски на нормативную характеристику муфты СМД-62. Предварительный натяг пружины муфты Д-144 и Д-160 меньше их рабочей деформации.

Угол мнимого начала разворота полумуфт ЯМЗ-240 меньше соответствующих характеристик муфт СМД-62 и Д-144.

Результаты экспериментального определения характеристик муфты СМД-62 свидетельствуют, что при изменении предварительного

сжатия пружины на 0,20 мм на скоростном режиме 16,67 с⁻¹ угол разворота полу-муфт отклоняется примерно на 1°, то есть при допустимом изменении от 6° до 15° варьирование предварительного сжатия пружины может достигать 1,80 мм, это значит, что на сборку будут поступать пружины с большими изменениями свободной длины и упругости. В соответствии с рабочим чертежом пружины муфты СМД-62 ее жесткость может варьировать в интервале 68,8...82,0 Н/мм.

Начало действия муфты определим из условия $\Theta = 0$, для этого формулу (1) перепишем в следующем виде:

$$\omega_{\text{min}} = \frac{\vartheta_{\text{верх}}}{G_{\text{верх}}}, \quad (5)$$

$$\omega_{\text{max}} = \frac{\Theta_{\text{max}} + \vartheta_{\text{нижн}}}{G_{\text{нижн}}}, \quad (6)$$

где Θ_{max} – максимальное значение угла разворота полумуфт, принятое в расчетах равным 8°.

Таблица 2 – Нормативные характеристики муфт опережения впрыска топлива

Параметр муфты	Тип муфты	Верхнее	Нижнее	Нормативное	Неравномерность, %
Чувствительность, град/с ⁻¹	СМД-62	0,719	1,198	0,959	49,9
	Д-144 и Д-160	0,491	0,659	0,545	30,8
	ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н	0,525	0,675	0,600	21,4
	ЯМЗ-240Б	0,480	0,600	0,540	22,2
Угол начала мнимого разворота, град.	СМД-62	6,0	14,99	9,99	-
	Д-144 и Д-160	2,32	6,68	3,9	-
	ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н	1,68	5,31	3,5	-
	ЯМЗ-240Б	0,6	3,5	2,1	-
Начало действия, с ⁻¹	СМД-62	8,34	-	-	-
	Д-144 и Д-160	4,72	22,28*	2,0	-
	ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н	3,20	-	-	-
	ЯМЗ-240Б	1,25	-	-	-

*частота вращения муфты, при которой угол разворота полумуфты равен 8°.

Результаты анализа характеристик известных серийных МОВТ свидетельствуют, что для расчетов по формуле (5) нижнего предела частоты вращения вала привода специализированного стенда следует принять характеристику чувствительности муфты ЯМЗ-240Б, а для расчета верхнего предела - нижнюю характеристику чувствительности муфты Д-144. Для получения полной скоростной характеристики муфты необходимо, чтобы частота вращения вала привода плавно изменялась хотя бы в пределах 1,25...22,28 с⁻¹ (см. табл. 2). Однако целесообразно предусмотреть плавное регулирование частоты вращения в диапазоне 0...25 с⁻¹. При этом возможно использование двухступенчатой передачи: 0...7 и 7...25 с⁻¹. Цифровое табло с тремя регистрами позволит измерить частоту вращения с точностью 0,1 с⁻¹ (или 6,0 мин⁻¹). Оптимальные пределы регистрации угла разворота муфты находятся в диапазоне 0,0...10,0°.

Обследование муфт опережения впрыска топлива на ремонтных предприятиях показывает, что им уделяется недостаточное внимание. Ремонтные работы ограничиваются, как правило, мойкой и заменой деталей. Регулировочные прокладки устанавливают по интуиции, без последующей проверки угла разворота полумуфт. Иногда допускается затягивание пружин до соприкосновения витков. Это связано, во-первых, со слабой подготовленностью персонала, во-вторых, с отсутствием на ремонтных предприятиях специализированных стендов и оснастки, а также с недостаточной разработанностью методики испытания муфт применительно к условиям ремонтных предприятий сельского хозяйства.

Исследования методов испытания МОВТ, проведенные нами в 2021 году в ЗАО ПФ «Чебоксарскагропромтехсервис» (ООО «Ремдизель»), позволяют наметить дальнейшие пути совершенствования этого технологического процесса и устройств для его осуществления. В частности, представляется целесообразным для имитации реальных

условий работы муфты на двигателе подвергать ее при испытании воздействию искусственно созданных крутильных колебаний вала привода. Такой подход эффективен и при обкатке муфт, поскольку значительно ускоряет период приработки сопряжений.

Использование цифровых индикаторов для регистрации исследуемых величин более удобно, нежели использование аналоговых устройств, так как они более информативны и не допускают искажения полученных результатов. Непременными условиями испытания должны быть измерение угла разворота в момент впрыска топлива через форсунки, изменение частоты вращения вала привода при испытаниях только в сторону возрастания.

В случае нарушения последнего условия проявляется гистерезис муфты, и угол разворота может быть определен с ошибкой более чем на 1°, что соизмеримо с допуском по техническим условиям.

Следует так же отметить, что правильнее измерять в процессе испытания угол разворота полумуфт, поскольку при измерении угла впрыска топлива необходимо выделять составляющую, связанную с изменением частоты вращения вала привода, а это достаточно сложно. Используемые сейчас методы и стенды, которые обеспечивают в процессе обкатки и испытания изменение только частоты вращения кулачкового вала привода ТНВД и, соответственно, МОВТ, отличаются высокой трудоемкостью и низкой эффективностью, так как не обеспечивают в процессе обкатки создание необходимых колебательных движений элементов самой муфты и, как следствие, не создают требуемых условий для приработки ее деталей [18, 19].

На основе анализа конструктивных особенностей и рабочих характеристик серийных муфт, нами разработана структурная схема специализированного испытания муфт опережения впрыска топлива, которая может быть использована при создании стендов для их обкатки и испытания (рис. 2).

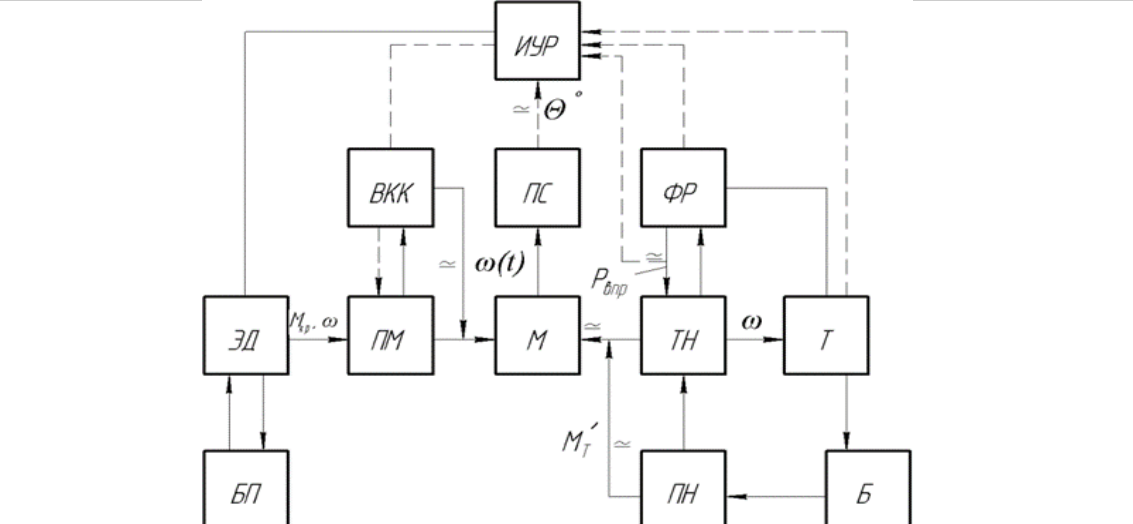


Рис. 2 – Структурная схема специализированного испытания муфт опережения впрыска топлива: БП – тиристорный блок питания, ПН – подкачивающий насос, Б – топливный бак, ЭД – электро-двигатель, ПМ – передаточный механизм, М – испытуемая муфта, ТН – топливный насос высокого давления, Т – тахометр, ВКК – возбудитель крутильных колебаний, ПС – приемник сигналов разворота полумуфт, ФР – форсунки, ИУР – измеритель угла разворота (сплошными линиями указаны функциональные связи, пунктирными – обратные связи с валом привода)

Результаты и обсуждение. Устройства, в которых для повышения производительности испытания МОВТ, используют регулируемый привод ведомого элемента муфты и измерительные устройства с датчиками углового положения ведомого и ведущего элементов муфты, а также устройства, содержащие в конструкции привода муфты механические возбудители крутильных колебаний ведомой полу-муфты, характеризуются сложностью конструктивного исполнения и настройки, нерациональным соотношением размеров составных частей элементов привода возбудителя крутильных колебаний муфты, необоснованно увеличивающим их размеры [20].

Поэтому для устранения перечисленных недостатков было разработано устройство, состоящее из приводного механизма с механическим возбудителем крутильных колебаний, выполненным в виде программирующей шайбы и кулачкового механизма для сообщения ведомому полуvalu необходимой амплитуды и обеспечивающего возбуждение крутильных колебаний элементов испытываемой МОВТ (рис. 3).

Основные параметры, определяющие габаритные размеры возбудителя крутильных колебаний устройства для обкатки и испытания МОВТ: R_a – радиус окружности впадин программирующей шайбы 7, ρ – радиус роликов 2 и 3 толкателя 1, r_n – радиус ведомого полувала 4, l_T – длина толкателя 1 и S_{max} – величина замыкающего звена размерной цепи в момент нахождения толкателя 1 в ВМТ (рис. 3а). Результаты анализа работы возбудителя крутильных колебаний свидетельствуют, что для работы рассматриваемой схемы (см. рис. 3в) и обеспечения заданной амплитуды колебаний необходимо соблюдение ряда условий:

в положении НМТ (рис. 3б) должно выполняться условие $S_{\min} \geq 0$, предотвращающее заклинивание и повреждение механизма; высота h_k кулачка программирующей шайбы 7 должна соответствовать условиям $h_k \leq S$ и $h_k \leq 2r$, при этом ход толкателей 1 и, следовательно, высота h_k кулачка программирующей шайбы 7 ($h_k = R_a - R_b$, где R_b – радиус окружности вершины кулачков см. рис. 3а) зависит от величины S , то есть $h_k \leq S_{\max}$.

При положении толкателя в НМТ (рис. 3 б) его длина определяется геометрически как два радиуса роликов ρ , а размеры ρ и R_a могут быть установлены из условия обеспечения необходимой контактной прочности или приняты по аналогии с кулачковыми механизмами таких же устройств или дизельной топливной аппаратуры, радиус r_n ведомого полувала определяют диапазон посадочных размеров ведущей полушестерни на вал регулятора и значение передаваемого им момента.

Ход толкателя должен задавать такие значения амплитуды крутильных колебаний ведомого полуваля испытываемой МОВТ и динамику режимов ее обкатки, при которых гарантированно покрывались бы рабочие диапазоны углов разворота полумуфта, что в свою очередь обеспечивает необходимое взаимодействие и приработку ее элементов. Однако выбор габаритных размеров возбудителя крутильных колебаний, хода толкателя и высоты кулачков программирующей шайбы не имеет определенности и поэтому требует разработки специального критерия [21].

При промежуточном положении толкателя между ВМТ и НМТ (рис. 3в) остаточная величина опускания ролика 3 до соприкосновения с поверхностью ведомого полувала в точке А равен S .

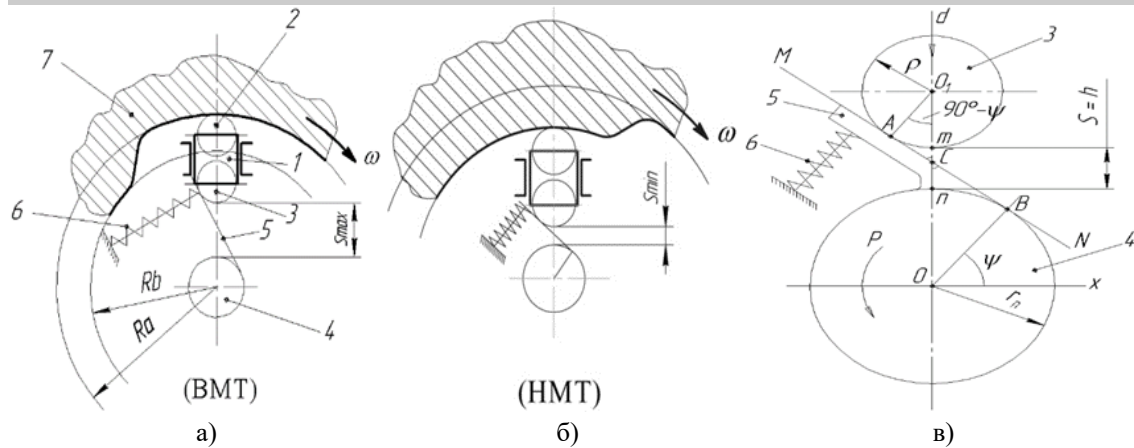


Рис. 3 – Кулачковый механизм возбудителя крутильных колебаний: а – положение верхняя мертвая точка (ВМТ); б – положение нижняя мертвая точка (НМТ); в – промежуточное положение толкателей; 1 – толкатель; 2, 3 – ролик; 4 – ведомый полувал; 5 – лопатки; 6 – упругий элемент; 7 – программирующая шайба; R_a – радиус окружности впадин программирующей шайбы 7, мм; ρ – радиус роликов 2 и 3 толкателя 1, мм; r_n – радиус ведомого полувала 4, мм; l_t – длина толкателя 1, мм; S_{max} – величина замыкающего звена размерной цепи в момент нахождения толкателя 1 в ВМТ, мм; $S = h$ – ход толкателя, мм; ω – угловая скорость вращения испытываемой муфты, c^{-1} ; ψ – угловая координата ведомой полумуфты, град.; d – направление движения вниз центра O_1 ролика 3; P – направление поворота ведомого полувала 4 под воздействием ролика 3

Такому положению толкателя и величине S соответствует угловая координата полувала ψ . Из рассматриваемой схемы (рис. 3в) видно, что:

$$\psi = \frac{1}{1 + \frac{S}{r_n + \rho}}, \quad \psi = \arcsin \left(\frac{1}{1 + \frac{S}{r_n + \rho}} \right). \quad (7)$$

В промежуточном положении толкателя величина S соответствует его свободному ходу в пределах высоты h_k кулачка программирующей шайбы 7, поэтому $h_k = S$ или:

$$\frac{S}{r_n + \rho} = \frac{h_k}{r_n + \rho} = \xi_k. \quad (8)$$

Величина ξ_k в таком случае – безразмерная характеристика (параметр) кулачкового механизма возбудителя крутильных колебаний устройства, оптимальная величина которой может быть использована для выбора высоты кулачка программирующей шайбы h_k при заданных значениях радиуса ролика толкателя ρ и радиуса ведомого полувала r_n .

Преобразовав выражение (7), с учетом (8), получим:

$$\psi = \arcsin \left(\frac{1}{\xi_k + 1} \right). \quad (9)$$

Для нахождения оптимума этой функции определим ее первую производную:

$$\psi' = - \frac{1}{(\xi_k + 1)^2 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{\xi_k + 1} \right)^2}}. \quad (10)$$

Решение этого уравнения ξ_k относительно при $\psi' = -1$ имеет два действительных корня $(-0,272$ и $0,272)$. Отрицательное значение из рассмотрения исключаем. Тогда оптимальная величина критерия кулачкового механизма возбудителя крутильных колебаний составит $\xi_{kopt} = 0,272$.

Подставив полученное ξ_{kopt} в выражение (8), найдем оптимальное соотношение:

$$\frac{h_k}{r_n + \rho} = 0,272. \quad (11)$$

Такое соотношение необходимо использовать для определения высоты кулачка программирующей шайбы и назначения свободного хода толкателя от ВМТ до НМТ, что позволяет оптимизировать габаритные размеры возбудителя крутильных колебаний.

Анализ конструктивных особенностей наиболее распространенных серийно выпускаемых автотракторных ТНВД серии ТН, НД и др. показал, что диаметр посадочной поверхности ведущей полумуфты на вал регулятора составляет в среднем от 12 до 25 мм, то есть диапазон размеров радиуса ведомого полувала r_n может быть равным от 6 до 12,5 мм. Исходя из перечисленных ограничений, радиус роликов толкателя ρ может находиться в диапазоне 5...9 мм. Тогда, используя оптимальное соотношение (11) геометрических размеров кулачкового механизма возбудителя крутильных колебаний, получим высоту кулачка программирующей шайбы h_k в интервале 2,99...5,85 мм.

С целью определения оптимального соотношения геометрических размеров кулачкового механизма возбудителя крутильных

колебаний устройства для обкатки и испытания МОВТ по теоретическим данным был построен график зависимости высоты кулачка программирующей шайбы h_k от радиуса ведомого полувала r_n и радиуса роликов толкателя ρ (рис. 4). По результатам его анализа было

установлено аналитическое выражение для определения оптимальной величины высоты кулачка программирующей шайбы для различных конструкций МОВТ:

$$h_k = -0,0818 + 0,2756 \cdot r_n + 0,2778 \cdot \rho. \quad (12)$$

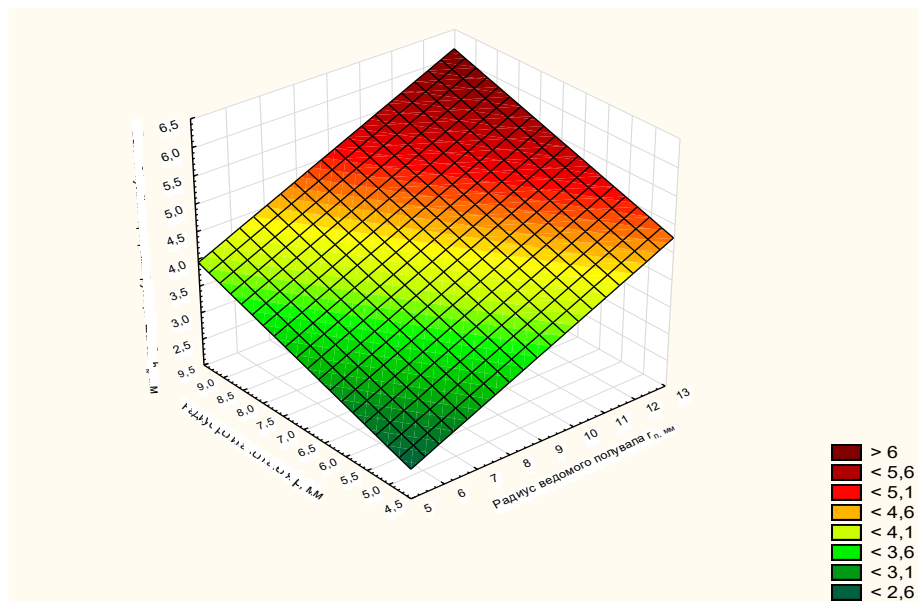


Рис. 4 – Зависимость изменения высоты кулачка программирующей шайбы от радиуса ведомого полувала и радиуса роликов толкателя (составлено авторами на основании собственных исследований)

Как видно из графика (см. рис. 4), оптимум этой функции соответствует высоте кулачка программирующей шайбы $h_k > 6$ мм. С использованием теоретической зависимости (12) можно определить оптимальное значение высоты кулачка программирующей шайбы h_k при соответствующем сочетании размеров радиуса ведомого полувала r_n и радиуса роликов толкателя ρ . Так, при $r_n = 12,5$ мм и $\rho = 9$ мм оптимальная высота кулачка программирующей шайбы составит $h_{k \text{ опт}} = 5,86$ мм. Это значение можно округлить до целого числа, то есть принять $h_{k \text{ опт}} = 6$ мм. При этом максимальная амплитуда колебаний ведомого полувала 4 составит $90^\circ - 52^\circ = 38^\circ$ ($0,664$ рад). Частота колебаний задается числом кулачков программирующей шайбы.

Выводы. На основе анализа нормативных характеристик серийно выпускаемых муфт опережения впрыска топлива различных типоразмеров, технологии и методов их обкатки и испытания предложено устройство, обеспечивающее равнопеременную угловую скорость ведомой полумуфты. Неравномерная скорость вращения ведомой полумуфты обеспечивает приработку пар трения в динамических режимах нагружения путем оптимизации хода толкателей, радиуса роликов и высоты

программирующей шайбы возбудителя крутильных колебаний, обеспечивающего при этом оптимальные режимы обкатки муфты при сочетании заданных крутящих колебаний в диапазоне амплитуд, перекрывающих рабочие углы разворота полумуфты серийно выпускаемых типоразмеров топливных насосов высокого давления дизелей.

Определена оптимальная безразмерная характеристика кулачкового механизма возбудителя крутильных колебаний и получена теоретическая зависимость, которая дает возможность рассчитать оптимальную высоту h_k кулачка программирующей шайбы возбудителя крутильных колебаний при сочетании максимальных значений радиуса полувала r_n и радиуса копирующего ролика ρ , обеспечивающие оптимальные амплитуды колебаний, возбуждаемых программирующей шайбой и передаваемых через вал привода на испытываемую МОВТ для заданного интервала ее исходных конструктивных параметров.

Полученная теоретическая зависимость позволяет определить оптимальную высоту программирующей шайбы возбудителя крутильных колебаний для обкатки и испытания серийно выпускаемых муфт опережения впрыска топлива.

Литература

1. Анализ влияния формы обратного клапана на процесс топливоподачи в насосах распределительного типа / Ю.Н. Доброхотов, Ю.В. Иванчиков, А.Р. Валиев и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. № 2(53). С. 88-94.
2. Повышение точности регулирования производительности насосных секций топливного насоса

распределительного типа / Ю.Н. Доброхотов, Ю.В. Иванчиков, А.Р. Валиев и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. № 1(52). С. 77-82.

3. Effects of injection strategies on the flow and fuel behavior characteristics in port dual injection engine /S.Y. Lee, H.J. Lee, Y.T. Kang, et al. // Energy. 2018. No. 165. P. 666-676.

4. Алексеев А.Н. Экономическая эффективность повышения надежности топливной аппаратуры. Л.: ЦНИТА, 1989. С. 136-143.

5. Kumar A.S., Kumar T.S. Air and Fuel Flow Interaction in Combustion for Various Injector Locations //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. No. 455(1). P.012028. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/455/1/012028> (дата обращения: 20.03.2023)

6. Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., Юльбердин Р.Р. Методика диагностирования и регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей в полевых условиях // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2018. № 4(48). С. 118-123.

7. Чванов К.Г. Современные подходы к оценке технического состояния дизельной топливной аппаратуры // Управление рисками в АПК. 2016. № 7. С. 13-19.

8. Кинематический анализ узла промежуточных шестерен топливных насосов распределительного типа / Ю.Н. Доброхотов, Н.Н. Пушкаренко, А.Р. Валиев и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. № 1(52). С. 83-88.

9. Загородских Б.П., Абрамов С.В., Смольянов А.В. Теоретическое обоснование оценки технического состояния основных деталей автоматической муфты опережения впрыскивания топлива // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. 2009. № 3. С. 33-38.

10. Вихерт М.М., Мазинг М.В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. М.: Машиностроение, 1978. 176 с.

11. Раков Н.В., Смольянов А.В. Оценка технического состояния автоматических муфт опережения впрыскивания топлива // Пермский аграрный вестник. 2019. № 4(28). С. 17-24.

12. Пономарев О.П. Муфта опережения впрыскивания топлива и экономичность дизеля // Автомобильная промышленность. 1988. №1. С. 14-15.

13. ТК 10.16.0001.003-87. Топливная аппаратура автотракторных и комбайновых дизелей. Технические требования на капитальный ремонт. М.: ГОСНИТИ, 1989. 286 с.

14. Адигамаев Н.Р., Шарифуллин С.Н. Комплексное решение проблем восстановления топливной аппаратуры дизелей // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2008. № 2. С. 16-18.

15. Классификация технологий упрочнения, нанесения покрытий и восстановления деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей / С.Н. Шарифуллин, Н.Р. Адигамаев, П.А. Тополянский и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. № 3(54). С. 128-132.

16. Ильин М.А. Диагностика автоматической муфты опережения впрыска топлива путем спектрального анализа частот угла разворота полумуфт: специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве": диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербург-Пушкин, 2005. 136 с.

17. Lausch W., Fleischner F. Niedriger Kraftstoffverbrauch und geringe NOx -Emission bei Dieselmotoren: Wunsch und Wirklichkeit // MTZ. Motortechnische Zeitschrift. 1996. Vol. 57. No. 11. Pp. 600-612.

18. Мертвый ход плунжера как диагностический параметр топливных насосов распределительного типа / Ю.Н. Доброхотов, Ю.В. Иванчиков, А.О. Васильев и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2017. № 4(46). С. 78-79.

19. Herzog P. Möglichkeiten der Optimierung von Motor // MTZ. Motortechnische Zeitschrift. 1986. Vol. 47. No. 12. Pp. 525-529.

20. Система регулирования угла опережения впрыскивания топлива в цилиндр дизеля / В. А. Марков, А. Г. Кузнецов, Е. Е. Полухин, et al. // Автомобильная промышленность. 2009. № 2. С. 9-12.

21. Горелик Г.Б. Математическое моделирование нестационарных процессов движения в дизельной топливной аппаратуре // Двигатель. 2016. № 2(104). С. 24-26.

Сведения об авторах:

Иванчиков Юрий Васильевич – кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: iuv53@mail.ru

Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

Валиев Айрат Расимович – доктор технических наук, ректор, чл.-корр. АН РТ, e-mail: ayratvaliev@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия

Новиков Алексей Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: novam1@mail.ru

Доброхотов Юрий Николаевич – доцент кафедры технического сервиса, e-mail: dobrokhotov47@mail.ru

Казаков Юрий Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

IMPROVEMENT OF ROLLING TECHNOLOGY AND FUEL INJECTION ADVANCE CLUTCH TEST

Y. V. Ivanschikov, A. R. Valiev, A. M. Novikov, Yu. N. Dobrokhoto, Yu. F. Kazakov

Abstract. The technology used for high-pressure fuel pumps running at fixed camshaft speeds does not provide running-in of friction pairs not only for the pump, but also for its fuel injection advance clutch. The purpose of the research is to develop a device that provides an equally variable angular velocity of the driven clutch half of the fuel injection advance clutch. The uneven speed of rotation of the driven half-coupling makes it possible to run the clutch in dynamic loading conditions by optimizing the stroke of the pushers, the radius of the rollers and the height of the programming washer, while ensuring optimal running-in modes with a combination of specified torsional vibrations in the range of amplitudes that overlap the operating angles of turn of the half-couplings. To achieve this goal, the work determined the range of sizes of the radii of the driven semi-shaft of the proposed device (6...12.5 mm) and its copying roller (5...9 mm), which

provides an equally variable angular velocity of the driven half-coupling. For these values of the structural elements of the device, the height of the cam of the programming washer will be in the range of 2.99 ... 5.85 mm. In this range, it is possible to run commercially available fuel injection advance clutches in dynamic mode with an equally variable angular velocity, which improves the quality of running-in of the friction pairs of the pump and its clutch.

Key words: fuel supply parameters, clutch sensitivity, torsional vibrations, programming washer.

References

1. Dobrokhotoy YuN, Ivanshchikov YuV, Valiev AR. [Analysis of the influence of the check valve shape on the process of fuel supply in distribution pumps]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; 2(53). 88-94 p.
2. Dobrokhotoy YuN, Ivanshchikov YuV, Valiev AR. [Improving the accuracy of performance regulating of pump sections of a distributive type fuel pump]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; 1(52). 77-82 p.
3. Lee SY, Lee HJ, Kang YT. Effects of injection strategies on the flow and fuel behavior characteristics in port dual injection engine. Energy. 2018; 165. 666-676 p.
4. Alekseev AN. Ekonomicheskaya effektivnost' povysheniya nadezhnosti toplivnoi apparatury. [Economic efficiency of increasing the reliability of fuel equipment]. Leningrad: TsNITA. 1989; 136-143 p.
5. Kumar AS, Kumar TS. Air and fuel flow interaction in combustion for various injector locations. [Internet]. IOP Conference Series: Materials science and engineering. 2018; 455(1). 012028. [cited 2023, March 20]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/455/1/012028>
6. Bashirov RM, Safin FR, Yul'berdin RR. [Methods for diagnosing and regulating the fuel equipment of tractor diesel engines in the field]. Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2018; 4(48). 118-123 p.
7. Chvanov KG. [Modern approaches to assessing the technical condition of diesel fuel equipment]. Upravlenie riskami v APK. 2016; 7. 13-19 p.
8. Dobrokhotoy YuN, Pushkarenko NN, Valiev AR. [Kinematic analysis of the assembly of intermediate gears of distributive type fuel pumps]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; 1(52). 83-88 p.
9. Zagorodskikh BP, Abramov SV, Smol'yanov AV. [Theoretical substantiation of the assessment of the technical condition of the main parts of the automatic fuel injection advance coupling]. Vestnik Saratovskogo gosagrouniversiteta im.N.I. Vavilova. 2009; 3. 33-38 p.
10. Vikhert MM, Mazing MV. Toplivnaya apparatura avtomobil'nykh dizelei: Konstruktsiya i parametry. [Fuel equipment for automotive diesel engines: Design and parameters]. Moscow: Mashinostroenie. 1978; 176 p.
11. Rakov NV, Smol'yanov AV. [Evaluation of the technical condition of automatic couplings for advancing fuel injection]. Permskii agrarnyi vestnik. 2019; 4(28). 17-24 p.
12. Ponomarev OP. Fuel injection advance clutch and diesel efficiency. Avtomobil'naya promyshlennost'. 1988; 1. 14-15 p.
13. TK 10.16.0001.003-87. Toplivnaya apparatura avtotraktornykh i kombainovykh dizeley. Tekhnicheskie trebovaniya na kapital'nyi remont. [Fuel equipment of autotractor and combine diesel engines. Technical requirements for overhaul]. Moscow: GOSNITI. 1989; 286 p.
14. Adigamov NR, Sharifullin SN. [A comprehensive solution to the problems of restoring diesel fuel equipment]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im.A.N. Tupoleva. 2008; 2. 16-18 p.
15. Sharifullin SN, Adigamov NR, Topolyanskiy PA. [Classification of technologies for hardening, coating and restoration of fuel equipment parts for diesel engines]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; 3(54). 128-132 p.
16. Il'in MA. Diagnostika avtomaticheskoy mufty operezheniya vpryska topliva putem spektral'nogo analiza chastoty ugla razvorota polumuft: spetsial'nost' 05.20.03 "Tekhnologii i sredstva tekhnicheskogo obsluzhivaniya v sel'skom khozyaistve": dissertatsiya na soiskanie uchenoi stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. [Diagnostics of the automatic fuel injection advance clutch by spectral analysis of the frequencies of the turning angle of the half-couplings: specialty 05.20.03 "Technologies and means of maintenance in agriculture": thesis for the degree of Ph.D. of Technical sciences]. Saint-Petersburg-Pushkin. 2005; 136 p.
17. Lausch W, Fleischner F. Niedriger Kraftstoffverbrauch und geringe NOx-Emission bei Dieselmotoren: Wunsch und Wirklichkeit. MTZ. Motortechnische Zeitschrift. 1996; Vol.57. 11. 600-612 p. German.
18. Dobrokhotoy YuN, Ivanshchikov YuV, Vasil'ev AO. [Plunger backlash as a diagnostic parameter of distribution type fuel pumps]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2017; 4(46). 78-79 p.
19. Herzog P. Moglichkeiten der Optimierung von Motor. MTZ. Motortechnische Zeitschrift. 1986; Vol.47. 12. 525-529 p. German.
20. Markov VA, Kuznetsov AG, Polukhin EE. [System for regulating the advance angle of fuel injection into a diesel cylinder]. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2009; 2. 9-12 p.
21. Gorelik GB. [Mathematical modeling of non-stationary motion processes in diesel fuel equipment]. Dvigatel'. 2016; 2(104). 24-26 p.

Authors:

Ivanshchikov Yuriy Vasilevich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: iuv53@mail.ru

Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia

Valiev Ayrat Rasimovich - Doctor of Technical sciences, rector, corresponding member of the Academy of Sciences of Tatarstan, e-mail: ayratvaliev@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Novikov Aleksey Mikhaylovich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: novam1@mail.ru

Dobrokhotoy Yuriy Nikolaevich – Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: dobrokhotoy47@mail.ru

Kazakov Yuriy Fedorovich - Doctor of Technical sciences, Professor of department of transport technological machines and complexes, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia.