

профилей, описанные по формулам (3) (рис. 1) и (9), (10) (рис. 2, поз. 2,3) соответственно.

Осредненные характеристики микропрофилей дорог приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Дорога (фон)	$D, \text{ см}^2$	$\alpha, 1/\text{м}$	$\beta, 1/\text{м}$
Асфальтированная	1,4	0,3	1,24
Бульжная	3,2	1,04	1,65
Грунтовая улучшенная	4,1	0,4	1,42
Стерня	9,4	0,41	0,27

На основании изложенного следует, что:

1) максимальное значение спектральной плотности дорог соответствует частотам ω до 8 1/с; 2) статистические характеристики дорог с высокой степенью точности могут быть аппроксимированы экспоненциально-косинусоидальными зависимостями вида (2), (3), (8), (9).

Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М., 1973. 2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М., 1972. 3. Нагорский И.С., Москаленко В.А. Вычисление корреляционных функций процессов мобильных сельскохозяйственных агрегатов на малых ЭВМ. - "Труды ЦНИИМЭСХ", 1974, т.Х1.

УДК 621.43.631.12

В.С. Грачев, В.Д. Басаргин, канд. техн. наук,
И.П. Завадский

О ВЛИЯНИИ КОЛЕБАНИЙ РЕЙКИ ТОПЛИВНОГО НАСОСА НА ЦИКЛОВУЮ ПОДАЧУ

В данной работе поставлена задача экспериментально определить влияние колебаний рейки топливного насоса на цикловую подачу раздельно на безмоторном стенде, на двигателе (моторный стенд) и в поле (на тракторе) и проверить правомочность определения q_{II} по h на безмоторном стенде.

Объектом исследования являлся рядный 6-плунжерный топливный насос 6ТН-9х10 золотникового типа с регулятором типа РВ-850, устанавливаемый с одним и тем же комплектом топливной аппаратуры поочередно на безмоторный стенд "Моторпал", на двигатель А-01М с гидротормозом "Е-4" и трактор Т-4А.

Перемещение рейки топливного насоса регистрировалось индуктивным датчиком типа ДП-3. Запись производилась осциллографом Н-700 при использовании шлейфа типа М 001.3, собственная частота которого 1200 Гц. Усиление сигнала производилось усилителем типа 4ДЗ фирмы "RFT".

Испытания проводились с различной степенью коррекции топливного насоса (с углами поворота призмы корректора последовательно 0, 10, 20, 30, 40 и 50°) и исходными регулировками на $q_H^H = 100 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $120 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (регулировка для двигателя А-01Т) при $n_H^H = 850 \text{ об/мин}$.

Результаты испытаний топливного насоса на безмоторном стенде и на двигателе при $n_H^H = 850 \text{ об/мин}$ показали, что максимальный размах колебаний рейки топливного насоса $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$ на безмоторном стенде составляет 0,0246...0,0355 мм, или 0,28...0,42% номинального хода рейки ($h = 8,4 \text{ мм}$), на двигателе - 0,20...0,33 мм, или 2,40...3,90% номинального хода рейки. Средний размах колебаний рейки $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$ при этом составил соответственно: 0,0126...0,0159 мм, $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$ или 0,95...0,19%, и 0,11...0,22 мм, или 1,31...2,62%. При этом с увеличением цикловой подачи со 100 до 120 мм³/цикл не было замечено увеличения ни $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$ ни $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$.

Основными частотными составляющими колебаний рейки топливного насоса как на безмоторном стенде, так и на двигателе (рис. 1, а, б) являются периоды: 1) T_H - период одного оборота вала насоса, вызванный неравномерностью вращения вала насоса; 2) $\frac{1}{6} T_H$, вызванный непосредственными толчками плунжеров и 3) низкочастотная составляющая с периодом $2,8...6,3 T_H$, которая [1] обусловлена, очевидно, сложением близких по частоте возмущений отдельных деталей регулятора, вызванных неточностями в их изготовлении.

При установке топливного насоса на двигатель дополнительно появляется составляющая с периодом $\frac{1}{2} T_H$, кратная неравномерности вращения коленчатого вала двигателя и имеющая максимальный размах колебаний рейки, соизмеримый с $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$

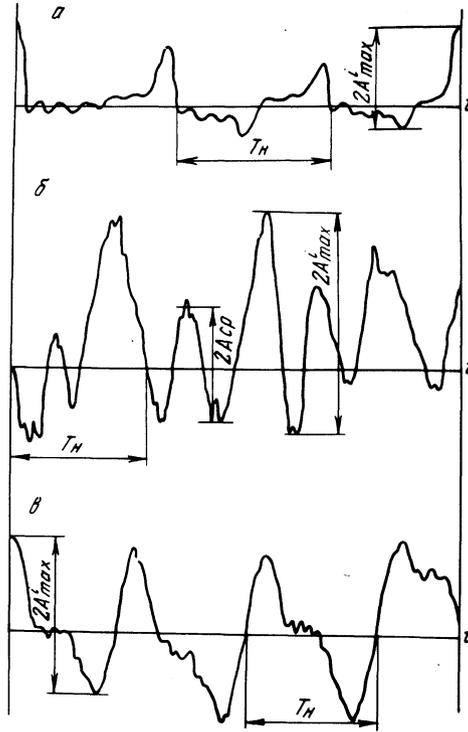


Рис. 1. Копии осциллограмм колебаний рейки топливного насоса 6ТН-9х10 при $n_H = 850$ об/мин; $q_H = 100$ мм³/цикл: а – на безмоторном стенде; б – на двигателе А-01М (моторный стенд); в – на тракторе Т-4А.

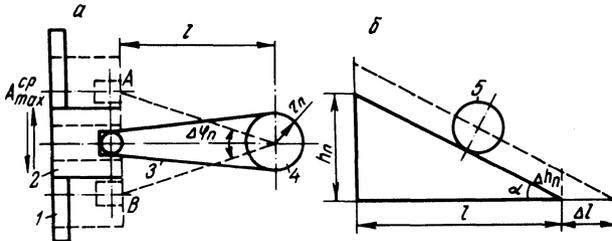


Рис. 2. Кинематическая схема связи рейки топливного насоса с плунжером (а) и плунжера с отсечным окном (б): 1 – рейка; 2 – хомутик; 3 – поводок плунжера; 4 – плунжер; 5 – отсечное окно.

на периоде T_n . Следовательно, неравномерность вращения двигателя (период $\frac{1}{2} T_n$), вызываемая изменением набегающего крутящего момента за один оборот коленчатого вала, увеличивает амплитуду колебаний рейки насоса в среднем примерно в 6,0...6,5 раза, что не противоречит данным [2].

Максимальный размах колебаний рейки в диапазоне частоты вращения вала топливного насоса 500...850 об/мин (корректорный участок) на двигателе А-01М составил $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 0,15...0,24$ мм, или 1,80...2,90%, при углах наклона призмы корректора $0...50^\circ$.

Характер колебаний рейки изменяется особенно заметно на регуляторной ветви характеристики топливного насоса. При максимальной частоте вращения холостого хода $n_x = 900$ об/мин на двигателе на форму колебаний рейки, близкую к гармонической (рис. 1, б), накладываются отдельные толчкообразные движения $2A_{\text{max}}$, достигающие значений 0,55 мм, при среднем уровне максимального размаха колебаний $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 0,39...0,44$ мм (при этом $n = 850$ об/мин, $q_{\text{ц}}^{\text{max}} = 120$ мм³/цикл и $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 0,0325$ мм).

Таким образом, безмоторные и моторные испытания показали, что определяющими составляющими вынужденных колебаний рейки топливного насоса являются составляющие, определенные на двигателе:

- 1) $f_1 = 15$ Гц ($n_n = 900$ об/мин) и $A_{\text{max}}^{\text{cp}} = \pm 0,275$ мм;
- 2) $f_2 = 14$ Гц ($n_n = 850$ об/мин); 3) $f_3 = 28$ Гц и $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 2A_{\text{max}}^{\text{cp}}_{f_2} = \pm 0,165$ мм;
- 4) $f_4 = 84$ Гц и $A_{\text{max}}^{\text{cp}} = \pm 0,1$ мм.

Составляющими, определенными при безмоторных испытаниях, влияние которых не более 0,42% от h_n , можно пренебречь.

Для проверки влияния низкочастотных колебаний (вибрация трансмиссии и ходовой части) трактора, передаваемых жесткой подвеской корпусу топливного насоса и регулятора, изучались колебания рейки топливного насоса непосредственно на тракторе в полевых условиях. Испытания проводились на IY-UIII передачах путем холостых ездов трактора по плотно укатанной глинистой дороге и при работе трактора под нагрузкой на пахоте многолетней залежи. Причем, как средний вид испытаний был выбран холостой ход трактора, так как на этом режиме на стенде имеют место максимальные значения амплитуды колебаний рейки.

Было установлено, что максимальный размах колебаний рейки топливного насоса на всех передачах на холостом ходу трактора (рис. 1, в) находился в пределах $2A_{\text{ср}}^{\text{max}} = 0,44 \dots 0,58$ мм. При работе трактора под нагрузкой (при коэффициенте загрузки, равном $0,9 \dots 1,35 M_{\text{н}}^{\text{г}}$) колебания рейки были несколько выше аналогичных колебаний рейки на стенде, но не превышали $2A_{\text{ср}}^{\text{max}} = 0,36$ мм. Основные периоды, на которых четко просматривались данные колебания, в обоих случаях были кратны $\frac{1}{6} T_{\text{н}}$.

Следовательно, на основании данных полевых испытаний с достаточной степенью приближения можно за определяющие колебания рейки при расчетах полагать колебания, определенные на моторном стенде (на двигателе).

Поскольку доказано, что рейка топливного насоса на двигателе (на моторном стенде и на тракторе) совершает постоянные колебания и, учитывая, что при вращательном движении плунжера кромка его из-за этих колебаний меняет свое положение относительно отсечного окна, что приводит к изменению активного хода плунжера, соответствующего геометрическому концу подачи, то интересно проанализировать, как влияет $2A_{\text{ср}}^{\text{max}}$ на изменение $q_{\text{ц}}$.

Таким образом, ход рейки топливного насоса можно представить как

$$h = h_{\text{ср}} \pm A_{\text{max}}^{\text{ср}} (t). \quad (1)$$

Приняв на основании экспериментальных данных форму колебаний рейки гармонической, будем иметь

$$h = h_{\text{ср}} \pm \sum_{i=1}^n A_{\text{max}_i} \sin (2\pi f_{A_{\text{max}_i}}) t, \quad (2)$$

где $h_{\text{ср}}$ - среднее значение хода рейки; A_{max_i} - средняя максимальная амплитуда колебаний рейки насоса на двигателе (моторный стенд) i -й гармоники; $f_{A_{\text{max}_i}}$ - соответствующая A_{max_i} частота колебаний i -й гармоники; t - время.

Установим зависимость угла поворота плунжера от амплитуды колебаний рейки (рис. 2, а) и от его активного хода (рис. 2, б).

Так как амплитуда колебаний мала, то за ее перемещение вместо дуги АВ можно взять отрезок АВ и положить

$$\sin \frac{\Delta \varphi_n}{2} \approx \frac{\Delta \varphi_n}{2}.$$

Тогда после простых преобразований получим с учетом выражения (2):

$$\Delta h_a = \frac{d_n}{2l} \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n 2A_{\max i} \sin 2\pi f_{A_{\max i}} t. \quad (3)$$

Цикловая подача топлива пропорциональна активному ходу

плунжера (h_a), площади его сечения $\frac{\pi d_n^2}{4}$ и коэффициенту подачи насоса η_n

$$q_{\Pi} = \frac{\pi d_n^2}{4} h_a \eta_n \quad (4)$$

или, выражая q_{Π} как

$$q_{\Pi} = q_{\Pi}^{\text{ср}} + \Delta q_{\Pi}^{h_a}(t), \quad (4a)$$

получим окончательно:

$$q_{\Pi} = q_{\Pi}^{\text{ср}} + \frac{\pi d_n^3}{8l} \eta_n \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n A_{\max i} \sin 2\pi f_{A_{\max i}} t. \quad (5)$$

В процессе эксплуатации вследствие износа кинематическая связь между муфтой регулятора и рейкой топливного насоса усложняется и из линейной может превратиться в довольно сложную зависимость. Так, по данным Алтайского моторного завода, осевой суммарный люфт (ΔA_S) рейки от исходной величины $\Delta A_S = 0,180 \dots 0,370$ мм по выработке моторесурса топливного насоса (5000 моточасов) может достигать величины $\Delta A_S = 2,5 \dots 3,3$ мм.

Если предположить, что ΔA_S оказывает полное воздействие на процесс колебаний рейки, то закон движения рейки искажается: максимальная амплитуда рейки уменьшается (срезается) и появляется сдвиг по фазе на угол ε_{h_n} .

Используя экспериментальные данные и воспользовавшись методикой [3], найдем относительную амплитуду A_S и фазо-

вый угол ε_h при максимальном допустимом зазоре в рейке по чертежу и максимальном колебании рейки на моторном стенде (см. выше)

$$A_S = 1 - \frac{\Delta A_S}{2A_{\max}^{\text{cp}}} = 0,53 \dots 0,58 \text{ мм}$$

и

$$\varepsilon_h = \arcsin \frac{\Delta A_S}{2A_{\max}^{\text{cp}}} = 28^\circ 10' \dots 24^\circ 46'$$

Таким образом, ожидаемая величина колебаний рейки, подсчитанная выше, больше, чем полученная экспериментально. Это говорит о том, что геометрически подсчитанный осевой зазор в рейке в колебательном режиме выбирается не полностью.

Принимая во внимание, что частота изменения нагрузки при крайне тяжелом режиме работы тракторного дизеля на пахоте многолетней залежи составляла (для трактора Т-4А с двигателем А-01М) $f_{M_e}^{\text{cp}} = 1,8 \dots 0,8$ Гц и максимальные колебания рейки при этом не превышали колебаний рейки на холостом ходу трактора, рационально сделать вывод о слабом влиянии колебаний рейки топливного насоса в пределах $2A_{\max}^{\text{cp}} = 0,41 \dots 0,55$ мм на изменение $q_{\text{ц}}$ при работе на приведенных выше неустановившихся режимах, что не противоречит данным [2].

Исходя из вышеизложенного, можно заключить, что резонансные явления в топливном насосе 6ТН-9х10 на экспериментально определенных частотах (моторный стенд и поле) не имеют места и максимально допустимая (предельная) погрешность в определении $q_{\text{ц}}$ по h при прочих равных условиях будет равна

$$\delta_{q_{\text{ц}}}^h = \pm \frac{A_{\max}^{\text{cp}}}{h}, \quad (6)$$

а относительная погрешность на номинальном режиме ($h = 8,4$ мм, $n_H = 850$ об/мин) будет равна $\pm 1,6 \dots 2,3\%$.

Следует отметить, что число цилиндров двигателя по [3] практически не влияет на протекание его частотной характеристики.

Л и т е р а т у р а

1. Грунауэр А.А., Чагар Б.Б. Причины колебаний рейки топливного насоса. - "Тракторы и сельхозмашины", 1961, № 2.
2. Пономарев О.П., Пьядичев Э.В. Экспериментальное исследование колебаний рейки топливного насоса. - "Тракторы и сельхозмашины", 1963, № 1. 3. Румпель Д. Измерение крутящего момента дизельмотора без наддува при синусоидально меняющемся количестве впрыскиваемого топлива. - МТЗ, 1965, № 7.

УДК 621.43.038.87.001.5

Г.Я. Якубенко, И.И. Лепешко

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВОГО УЗЛА ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ НА ПОДВИЖНОСТЬ ИГЛЫ

В связи с наметившейся тенденцией форсирования дизелей по частоте вращения с одновременным стремлением повысить срок службы запорного конуса распылителя подвижные массы силового узла форсунки приходится уменьшать. Делается это главным образом за счет уменьшения длины штанги и увеличения индекса пружины (отношение длины пружины к ее диаметру). При существующей конструкции иглы наряду с уменьшением подвижных масс существенно возрастают радиальные силы на иглу. В некоторых случаях они превосходят предельно допустимые значения по литературным источникам.

Суммарный опрокидывающий момент, действующий на иглу со стороны силового узла форсунки, можно представить в виде

$$M_{\Sigma} = M_{\text{экс}} + M_{\text{угл}} + M_{\text{пр}},$$

где $M_{\text{экс}}$ - момент, возникающий при эксцентричном приложении силы на иглу; $M_{\text{угл}}$ - момент, обусловленный расположением штанги под углом к продольной оси форсунки; $M_{\text{пр}}$ - момент, обусловленный непараллельностью торцев пружины, неравномерной деформацией отдельных витков ее и пр.

Степень влияния каждого из указанных моментов различна, но в конечном итоге они увеличивают силы трения иглы в корпусе распылителя, способствуя тем самым повышенным износам, частичной или полной потере подвижности иглы.

С целью оценки численных значений $M_{\text{экс}}$ и $M_{\text{угл}}$ выполнена серия контрольных сборок форсунки одной и той же комп-