

3. Неадекватность модели по выбросам CO и CO₂ может быть обусловлена используемой в расчете химической реакцией $2CO + O_2 \leftrightarrow 2CO_2$ с константой равновесия $k_1 = \frac{P_{CO_2}^2}{P_{CO}^2 P_{O_2}} = \frac{29791}{T} + 0,000169T - \frac{32400}{T^2} - 9,495$. Математическая модель показывает содержание CO в ОГ больше, а содержание CO₂ меньше по сравнению с этими же компонентами, экспериментально замеренными на выхлопе. Возможно, замена этой химической реакции и ее константы равновесия на другие либо

добавление еще одной или нескольких химических реакций с содержанием CO и CO₂ приведет к повышению адекватности математической модели. Отмеченные расхождения экспериментальных и расчетных данных по выбросам CO и CO₂ несущественно влияют на оценку экологических характеристик дизеля в рамках существующих требований к точности их оценки. Однако представляет интерес дальнейшее теоретическое исследование свойств модели для адекватной расчетной оценки указанных характеристик дизеля.

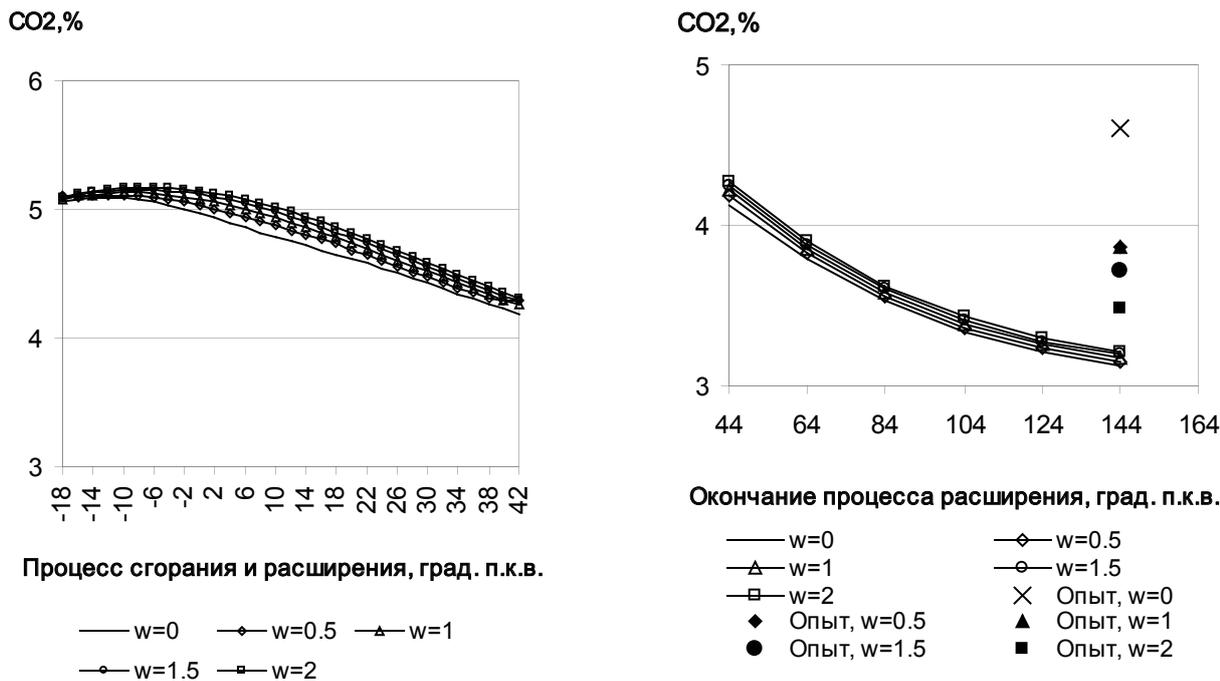


Рис. 2. Теоретические и экспериментальные данные содержания диоксида углерода в ОГ дизеля при впрыскивании воды на режиме максимального крутящего момента

Библиографический список

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 160 с.
2. Глушко В.П. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справ. изд-е: в 4 т. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1978.

УДК 629.365.017.2

А.Н. Шапкин
 ОАО «Научно-исследовательский институт стали»,
 г. Москва

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ
 ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПО ЗАНОСУ**

Используемый в настоящее время метод экспериментального определения критической по заносу скорости заключается в движении по пути с заданным радиусом с различными скоростями до момента

наступления заноса. Этот метод требует больших затрат времени, средств, больших площадей, так как для обеспечения одинаковых условий испытаний каждый заезд необходимо осуществлять таким обра-

зом, чтобы траектория движения машины не накладывалась на предыдущую, а также довольно сложно зафиксировать момент наступления заноса. Кроме того, в большинстве случаев не всегда удается разогнать

машину в повороте до скорости, критической по заносу, ввиду ограничений скорости по тяговым свойствам. Это особенно характерно при движении машин по грунту.

На основании теоретических исследований [1] выявлена зависимость относительного смещения мгновенного центра поворота машины $\chi_{отн}$, представляющего собой отношение продольного смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины к расстоянию от его центра масс до передней границы опорной поверхности машины, от относительной скорости $V_{отн}$:

$$\chi_{отн} = f(V_{отн}), \quad (1)$$

или

$$\frac{\chi}{l_c} = f\left(\frac{V_c}{V_{кр}}\right), \quad (2)$$

где l_c – расстояние от центра масс машины до передней границы опорных поверхностей гусениц.

Зависимость (1) постоянна для любых грунтов и не зависит от конструктивных параметров машины (рис. 1), что также позволяет использовать ее для экспериментального определения скорости, критической по условиям заноса. Для этого при движении машины в повороте с радиусом ρ_c необходимо определить скорость движения V_c и смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины. Зная для данной машины расстояние от центра масс до передней границы опорных поверхностей гусениц, определяем относительное смещение $\chi_{отн}$ и, используя график зависимости (1), находим значение относительной скорости $V_{отн}$ для данного заезда.

Критическая по условиям заноса скорость равна:

$$V_{кр} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{V_{ci}}{V_{отни}}, \quad (3)$$

Для определения критической по заносу скорости в каждом опыте достаточно провести один заезд с целью определения смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины при движении со скоростью V_c с заданным радиусом поворота ρ_c . Один из способов определения продольного смещения мгновенного центра поворота описан в работе [2] и заключается в

определении направления векторов абсолютных скоростей двух точек корпуса гусеничной машины с помощью специальных устройств – «мерных лыж», крепящихся к носу и корме машины (рис. 2).

По известным углам поворота «мерных лыж» определяем:

$$AD = \rho_\phi \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (4)$$

$$DB = \rho_\phi \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (5)$$

или

$$b = AD + DB = \rho_\phi (\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \alpha_3). \quad (6)$$

Из выражения (6) находим фактический радиус поворота:

$$\rho_\phi = \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \alpha_3}, \quad (7)$$

Тогда, зная радиус траектории ρ_c , можно определить продольное смещение мгновенного центра поворота:

$$\chi = \sqrt{\rho_c^2 - \rho_\phi^2}. \quad (8)$$

Зная величину χ , можно по выражению (3) определить критическую

по условиям заноса скорость движения гусеничной машины. Причем для этого достаточно провести опыты при одной скорости и не требуется вмешательства в конструкцию машины.

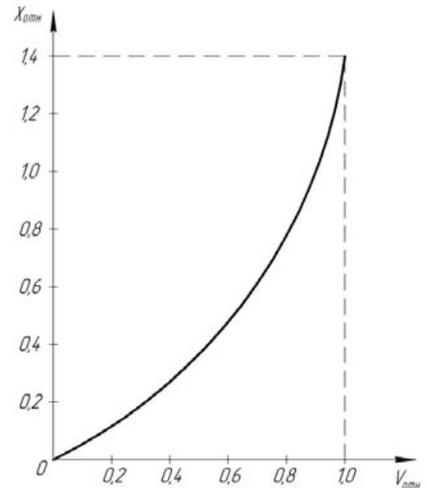


Рис. 1. Зависимость относительного смещения мгновенного центра поворота от относительной скорости

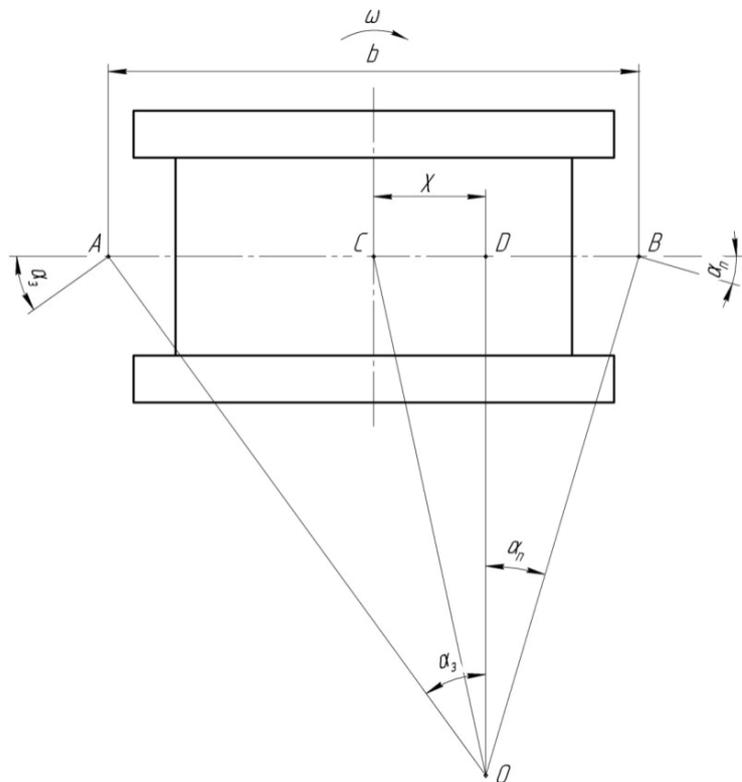


Рис. 2. Схема определения продольного смещения мгновенного центра поворота гусеничной машины:

α_n, α_3 – угол отклонения соответственно передних и задних «мерных лыж»; b – расстояние между вертикальными осями поворота «мерных лыж»; C – проекция центра масс машины на горизонтальную плоскость; D – проекция мгновенного центра поворота на продольную ось машины; O – мгновенный центр поворота машины

Таким образом, предложенные методы позволяют, используя соотношения (1) и (3), не зависящие от внешних условий движения и

конструктивных параметров машины, определять критическую по условиям заноса скорость движения машины, что дает возможность

сократить объем экспериментальных работ и повысить точность определения $V_{кр}$.

Библиографический список

1. Оценка подвижности объектов бронетанковой техники / Брилев О.Н., Дмитриев А.А. [и др.] М.: ВА БТВ, 1977. 107 с.
2. Дмитриев А.А., Ягубов В.Ф., Бекетов С.А. К вопросу об управляемом движении гусеничной машины / ЦВНИ. М., 1998. Деп. в ЦСИФ МО РФ 17.09.97; № В3416.

УДК 629.114

В.М. Шарипов

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ), г. Москва

АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ НА ПАРАХ ТРЕНИЯ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ

В работах [1, 2] рассматриваются автоколебательные процессы на парах трения сухого фрикционного сцепления (ФС). Природа этого явления подробно изложена в работе [3]. При этом в работе [2] отмечено, что устранение фрикционных автоколебаний в ФС может обеспечить двукратное повышение долговечности ее фрикционных накладок. Во всех без исключения работах возникновение автоколебательных процессов установлено при стендовых испытаниях ФС и длительном буксовании на предельном моменте в интервале времени ($t_m - t_\delta$), т.е. на «полке» (рисунок). В этом случае время буксования ФС на «полке» больше, чем в процессе нарастания момента трения. Установлено, что автоколебательные процессы возникают, как правило, в начале и в конце буксования ФС на «полке» (см. рисунок). В то же время известно [2], что существенное влияние на автоколебательные процессы в ФС оказывает жесткость валопровода стенда, которая обычно на порядок выше жесткости трансмиссии автомобилей и тракторов. Следует отметить, что в процессе нарастания момента трения при включении ФС автоколебания не наблюдались.

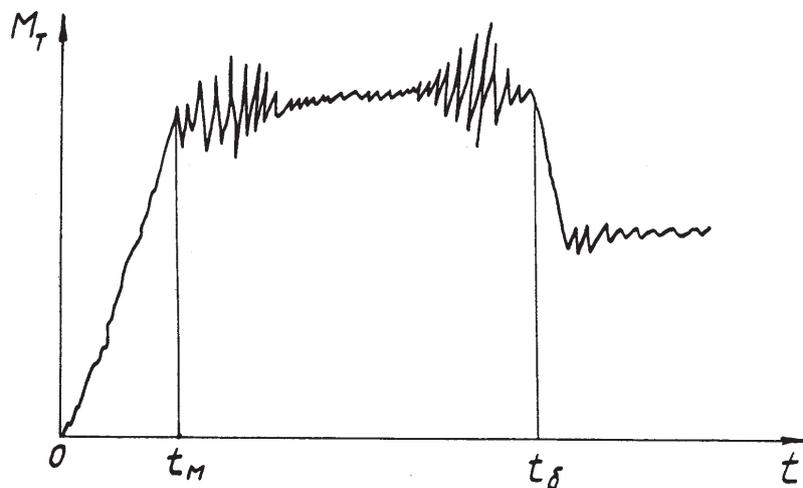
В процессе разгона тракторного агрегата при эксплуатации в большинстве выполняемых операций буксование ФС заканчивается до

полного его включения [4]. Следовательно, на диаграмме разгона тракторного агрегата участок с «полкой» отсутствует или его величина незначительна. Аналогичные результаты получены и для автомобильных ФС [5]. В качестве примера в таблице приведены типичные осциллограммы моментов на валу ФС в процессе разгона различных тракторных агрегатов. Из осциллограмм следует, что автоколебания на парах трения ФС не возникают.

При участии автора [4] исследовался процесс разгона различных тракторных агрегатов с тракторами

Т-150К, Т-4А, Т-4АП2, ДТ-75М и ТТ-4, в ФС которых использовались фрикционные накладки на основе асбеста (шифра 56 и F-2124), безасбестовые полимерные (шифра F-202) и порошковые спеченные (шифра НЛ-5).

Из анализа полученных осциллограмм [4-9] установлено, что в реальной эксплуатации автомобиля и тракторного агрегата автоколебания на парах трения ФС не возникают. Это относится к ФС с асбестовыми, безасбестовыми полимерными и спеченными порошковыми фрикционными накладками.



Осциллограмма изменения момента M_T на валу ФС при стендовых испытаниях:

t_m и t_δ — соответственно время включения и буксования ФС