

И. П. Завадский

РАСЧЕТ АМПЛИТУДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА АВМ

Замечено, что тракторные дизели при работе в условиях эксплуатации менее экономичны, чем при испытании в лаборатории на тормозном стенде. Это происходит потому, что нагрузка на двигатель при его работе на тормозном стенде сохраняется в течение опыта неизменной, в то время как в условиях эксплуатации при выполнении трактором практически любых сельскохозяйственных работ она непостоянна.

Нестатичность нагрузки на двигатель влияет в общем случае на все его выходные параметры и, следовательно, на параметры рабочего процесса в целом. Зависимости между параметрами, характеризующими переменную нагрузку, и параметрами двигателя сложны и требуют длительного изучения. Однако по результатам исследований как наших, так и зарубежных ученых можно сделать вывод, что основные причины ухудшения эффективных показателей двигателя на переменных нагрузках — колебания угловой скорости коленчатого вала.

Изменения нагрузки, происходящие с достаточно большой частотой, преодолеваются за счет кинетической энергии движущихся частей кривошипно-шатунного механизма (в основном маховика) со сравнительно малыми колебаниями угловой скорости. В этом случае следует ожидать, что работа двигателя не будет заметно отличаться от его работы на стенде в условиях постоянной нагрузки, так как регулятор не будет успевать реагировать на изменение нагрузки.

Более медленные изменения нагрузки приводят к значительным колебаниям угловой скорости коленчатого вала двигателя, что вызывает срабатывание автоматического регулятора и изменение подачи топлива. В этом случае преодоление возросшей нагрузки происходит как за счет кинетической энергии подвижных элементов двигателя, так и за счет возрастания мощности вследствие увеличения подачи топлива. При этом двигатель периодически переводится на режим с повышенным расходом топлива, что и служит

причиной снижения топливной экономичности. Снижение экономичности можно объяснить и возможным уменьшением наполнения двигателя, поскольку дополнительные колебания воздушного потока, вызванные колебаниями угловой скорости, могут значительно увеличить гидравлические сопротивления воздушного тракта и сопутствующие этому потери. Но, к сожалению, до настоящего времени в результатах исследований по этим вопросам зачастую содержатся противоречивые данные.

Цель настоящего исследования — выявить влияние параметров, характеризующих переменную нагрузку, на изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя.

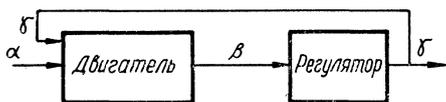


Рис. 1. Структурная схема двигателя

Такими параметрами в первую очередь являются частота изменения нагрузки, относительная величина этого изменения (глубина модуляции или степень неравномерности) при постоянном среднем ее значении и форма закона изменения нагрузки.

Отечественная практика исследования работы тракторных двигателей при переменных нагрузках определила в основном два направления: исследования в естественных условиях эксплуатации и исследования на специальных лабораторных стендах, позволяющих осуществлять имитацию естественных условий нагружения двигателя. Однако такие исследования требуют специальной организации эксперимента и всегда связаны со значительными затратами времени и средств. Поэтому нами в основу исследования был положен метод математического моделирования с последующим решением модели на аналоговой вычислительной машине.

В силу того, что тракторный двигатель в период эксплуатации работает в основном на регуляторе, структурная схема взаимодействия элементов двигателя в неустановившемся режиме была принята в виде, представленном на рис. 1.

В этой схеме входной величиной (координатой), вызывающей неустановившийся режим двигателя, является α — момент сопротивления тракторному двигателю. На изменение входной величины α двигатель реагирует изменением выходного параметра β — угловой скорости. Последняя, являясь входной координатой для регулятора, влечет за собой изменение его выходной координаты γ — положения рейки топливного насоса и тем самым цикловой подачи. Изменение выходной координаты регулятора через обратную связь вызовет соответствующее изменение выходной координаты двигателя. Таким образом, принятая схема взаимодействия элементов двигателя в неустановившемся режиме, вызываемом изменением момента сопротивления, вполне отражает действительную работу тракторного двигателя в эксплуатационных условиях.

Поскольку структурно двигатель представлен двумя элементами, то для определения математической модели в первом приближении достаточно двух уравнений, каждое из которых определяет движение (поведение) данного элемента в неустановившемся режиме.

Уравнением, определяющим неустановившийся режим двигателя, является основное уравнение движения двигателя:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_c, \quad (1)$$

где I — приведенный момент инерции подвижных частей двигателя; ω — угловая скорость коленчатого вала двигателя; M_e — текущие значения эффективного момента двигателя; M_c — текущие значения момента сопротивления, приведенного к коленчатому валу двигателя.

Уравнением, определяющим неустановившийся режим регулятора, является уравнение движения муфты регулятора:

$$\mu \frac{d^2z}{dt^2} + \vartheta \frac{dz}{dt} + E(z) + F = A(z)\omega_p^2, \quad (2)$$

где μ — приведенная к муфте масса подвижных частей регулятора; ϑ — коэффициент демпфирования (коэффициент трения или фактор торможения); F — усилие предварительного натяжения пружины; $E(z) = cz$ — приведенная сила пружины регулятора; c — жесткость пружины; z — перемещение муфты регулятора; $A(z)$ — коэффициент центробежной (поддерживающей или восстанавливающей) силы; ω_p — угловая скорость вала регулятора.

Объектом настоящего исследования являлся тракторный дизель Д-50 Минского моторного завода, устанавливаемый на колесных тракторах общего назначения класса 1,4 т Минского тракторного завода МТЗ-50 «Беларусь». Исследовались случаи работы двигателя на этом тракторе на первой передаче, на пятой и при работе с балансирной машиной постоянного тока, в соответствии с чем уравнение движения двигателя приводилось к расчетному виду.

Момент инерции подвижных частей трактора для первой и пятой передач определялся по известной методике и приводился к коленчатому валу двигателя с учетом передаточных чисел соответствующих ступеней трансмиссии трактора. Момент инерции ротора балансирной машины определялся по известной формуле через маховый момент ротора. Момент инерции машины-орудия не учитывался. Значения моментов инерции найдены равными: на первой передаче — 0,166 кгм·сек²; на пятой — 0,219 кгм·сек² и с балансирной машиной — 0,41 кгм·сек². Уравнение движения муфты регулятора приводилось к расчетному виду в соответствии с методикой [2].

В результате этого математическая модель тракторного дизеля определилась в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = A_1(M_e - M_c); \\ \frac{dz}{dt} = A_2 z + A_3 z \omega^2 + A_4 \omega^2 + A_5, \end{cases} \quad (3)$$

где $A_1 = 6,0 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$ — для работы на первой передаче; $A_1 = 4,56 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$ — для работы на пятой передаче; $A_1 = 2,44 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$ — для работы с балансирной машиной; $A_2 = -7,63 \text{ сек}^{-1}$; $A_3 = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ сек}$; $A_4 = 3,44 \cdot 10^{-6} \text{ м/сек}$; $A_5 = -0,1 \text{ м/сек}$.

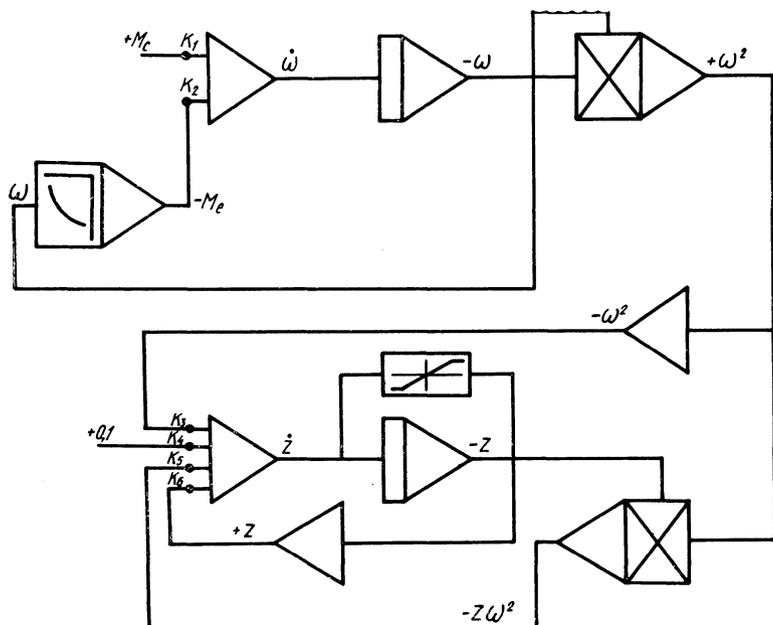


Рис. 2. Блок-схема решения математической модели дизеля на АВМ

Блок-схема решения системы на аналоговой вычислительной машине МН-7 приведена на рис. 2.

Эффективный момент двигателя вводился в машину блоком нелинейности БН-10 по экспериментальной регуляторной характеристике. Характеристика была снята при следующей регулировке топливного насоса при $t = 20^\circ\text{C}$ (q — цикловая подача; q_p — средняя цикловая подача; δ_T — степень неравномерности цикловых подач по цилиндрам):

| № секций | I | II | III | IV | $q_{\text{ср}}, \text{мл}$ | $\delta_T, \%$ |
|----------------|----|----|-----|------|----------------------------|----------------|
| $q, \text{мл}$ | 63 | 64 | 64 | 62,5 | 63,4 | 2,36 |

Для ввода в машину кривая эффективного момента двигателя по регуляторной характеристике была аппроксимирована ломаной линией из четырех участков согласно рис. 3. Максимальная ошибка аппроксимации составила 1,3%.

Анализ колебаний угловой скорости проводился для случаев симметричного изменения момента сопротивления (рис. 4, а, б, в),

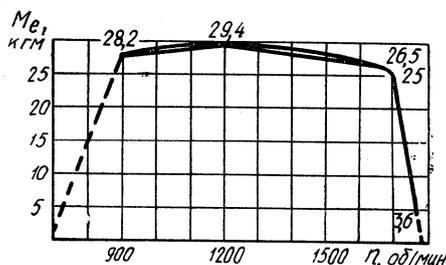


Рис. 3. Аппроксимация кривой крутящего момента дизеля для ввода в аналоговую машину

степень неравномерности которого поэтому может быть определена из следующего выражения:

$$\delta_M = \frac{M_{c \max} - M_{c \min}}{M_{c \text{cp}}}, \quad (4)$$

где $M_{c \max}$ и $M_{c \min}$ — максимальное и минимальное значения момента сопротивления; $M_{c \text{cp}}$ — среднее значение (постоянная составляющая) момента сопротивления, которое может быть выражено следующим образом:

$$M_{c \text{cp}} = \frac{M_{c \max} + M_{c \min}}{2}. \quad (5)$$

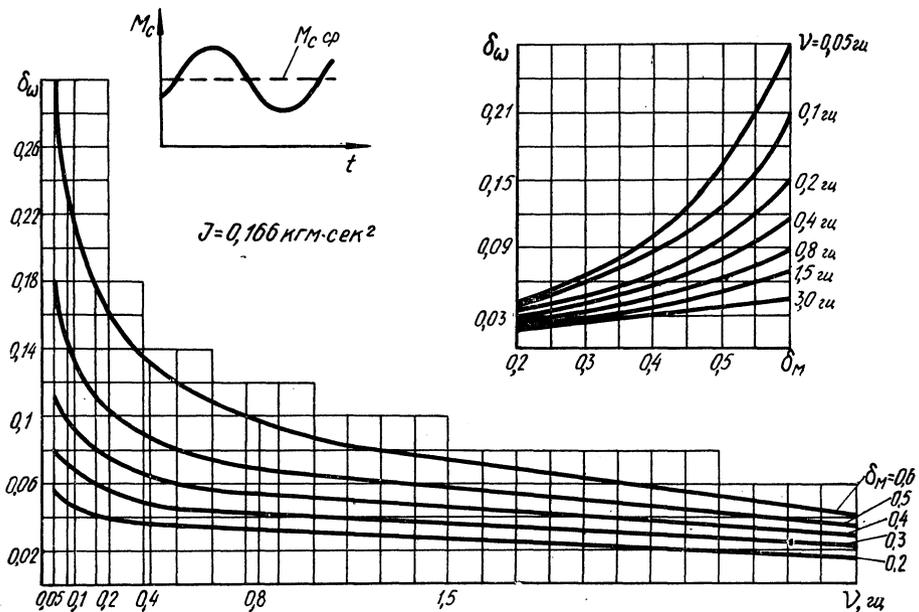
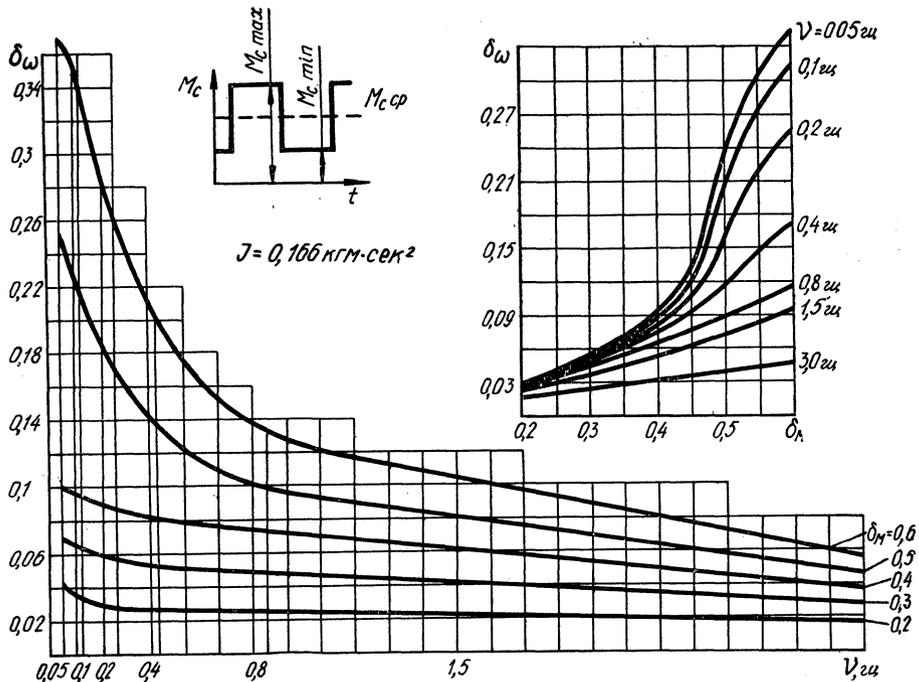
При проектировании машинотракторных агрегатов непостоянство момента сопротивления учитывается коэффициентом использования мощности двигателя. Для обеспечения необходимого уровня тягово-динамических качеств машинотракторному агрегату величина этого коэффициента принимается равной 0,7—0,8, т. е. из расчета, что двигатель загружается на 70—80% от его номинальной мощности. Поэтому среднее значение момента сопротивления было получено из экспериментальной кривой крутящего момента двигателя по регуляторной характеристике:

$$M_{c \text{cp}} = 0,75 M_{e \text{ном}} = 0,75 \cdot 25 = 18,75 \text{ кГм.}$$

Решая совместно уравнения 4 и 5, можно получить значения $M_{c \max}$ и $M_{c \min}$ в зависимости от принятой степени неравномерности δ_M :

$$M_{c \max} = M_{c \text{cp}} \left(1 + \frac{\delta_M}{2} \right); \quad (6)$$

$$M_{c \min} = M_{c \text{cp}} \left(1 - \frac{\delta_M}{2} \right).$$



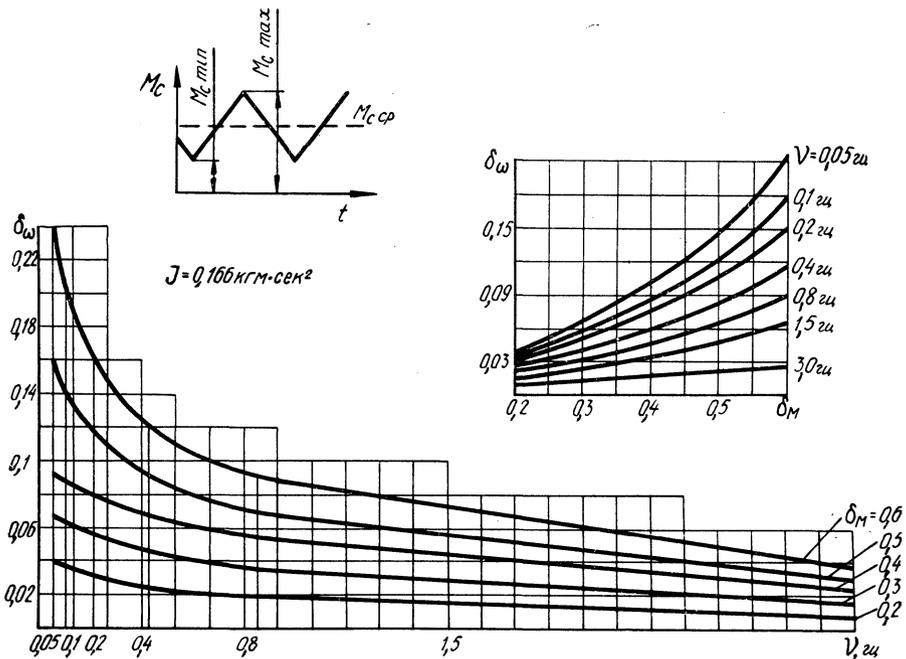


Рис. 4. Амплитудные характеристики дизеля при работе на первой передаче

Решение задачи для указанных трех случаев работы двигателя проводилось для $\delta_m = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$. Причем частота изменения момента сопротивления для всех степеней неравномерности и законов его изменения устанавливалась в пределах от 0,05 до 3,0 гц ступенями примерно по геометрической прогрессии. Момент сопротивления вводился в аналоговую машину низкочастотным генератором периодических колебаний типа НГПК-3М.

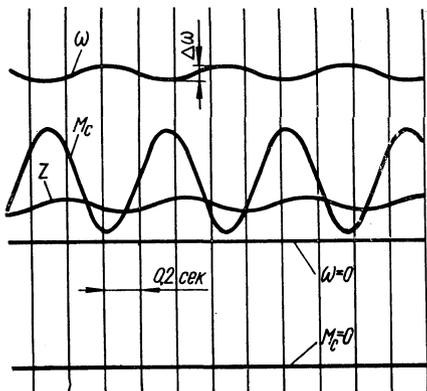
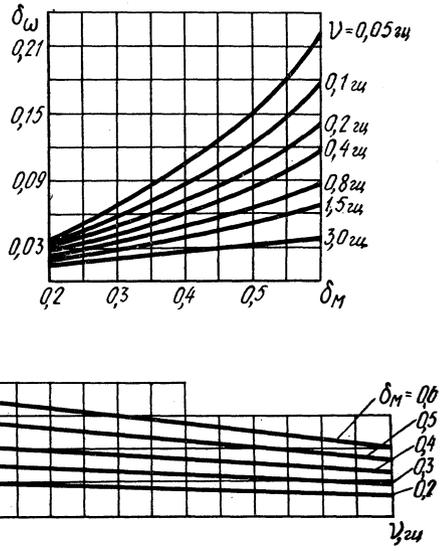
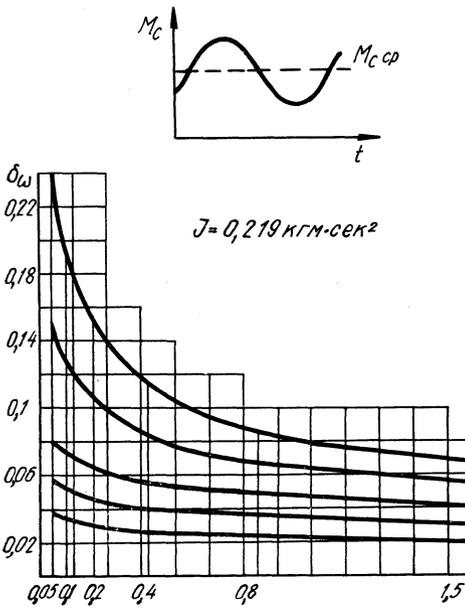
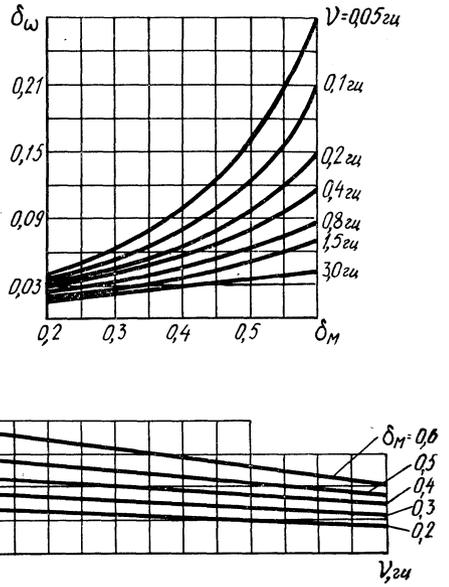
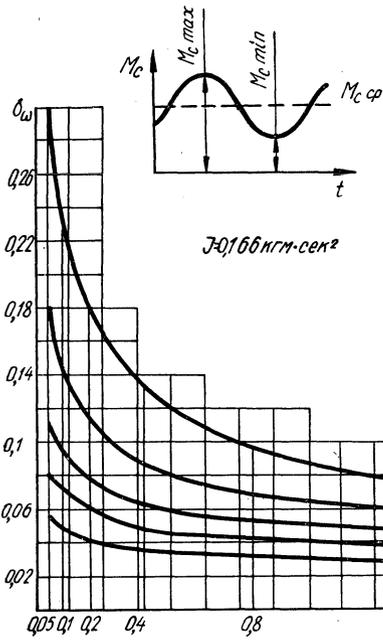


Рис. 5. Образец осциллограммы решения модели на АВМ

Из такой осциллограммы определялась частота ν , степень неравномерности момента сопротивления δ_m и величина изменения угловой скорости $\Delta\omega$. По результатам решения построены зависимости колебаний угловой скорости коленчатого вала двигателя, выраженные степенью неравномерности хода двигателя:

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_{\text{ср}}}$$



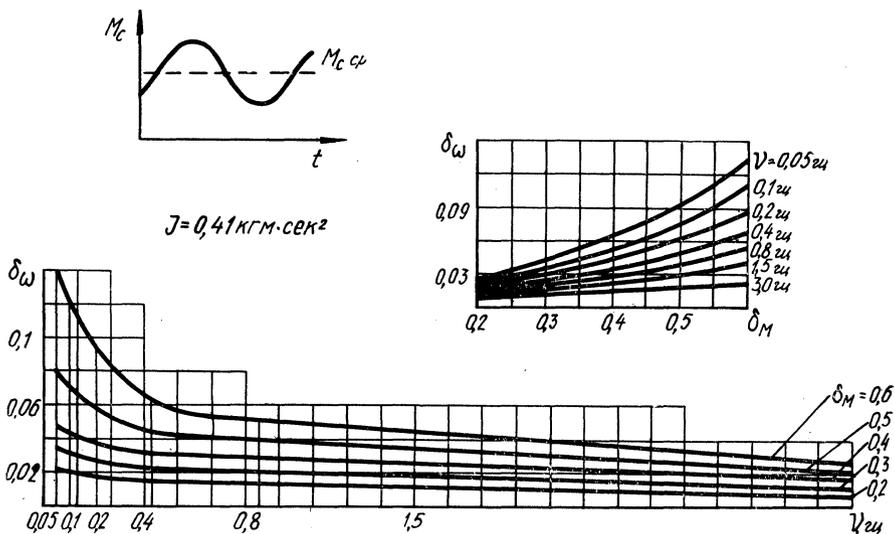


Рис. 6. Амплитудные характеристики дизеля при работе:

a — на первой передаче; *б* — на пятой передаче; *в* — с балансирной машиной постоянного тока

в функции степени неравномерности и частоты изменения момента сопротивления.

Анализ этих зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее сильное влияние на неравномерность хода двигателя δ_ω оказывает неравномерность нагрузки δ_M в области малых частот — 0,8 гц и ниже. Причем, чем больше степень неравномерности момента сопротивления, тем до более высоких частот сказывается ее действие на колебания угловой скорости.

2. Частоты изменения момента сопротивления выше 1,5 гц практически не воспринимаются двигателем и не могут вызывать значительных колебаний угловой скорости, способных повлечь за собой существенные изменения выходных параметров двигателя (рис. 4, *a*, *б*, *в* и рис. 6, *a*, *б*, *в*).

3. С увеличением момента инерции подвижных частей системы «двигатель — трактор» в 2 раза неравномерность хода двигателя уменьшается во всем диапазоне частот и степеней неравномерности момента сопротивления примерно во столько же раз (рис. 6, *a*, *б*, *в*).

Л и т е р а т у р а

[1] Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., 1968. [2] Малиновский Е. Ю., Зарецкий Л. Б. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. М., 1966.