

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ДВИГАТЕЛЬ – РАБОЧАЯ МАШИНА»

COMPUTER SIMULATION OF THE «ENGINE – WORKING MACHINE» MECHANICAL SYSTEM

В.Н. ДЕЛЯГИН, д.т.н.
И.П. ДОБРОЛЮБОВ, д.т.н.

Сибирский федеральный научный центр
агробиотехнологий Российской академии наук,
п. Краснообск Новосибирской обл., Россия, sibime@ngs.ru

V.N. DELYAGIN, DSc in Engineering
I.P. DOBROLYUBOV, DSc in Engineering
Siberian Federal Research Center for Agrobiotechnologies
of the Russian Academy of Sciences, Krasnoobsk,
Novosibirsk region, Russia, sibime@ngs.ru

Исследовано применение для целей диагностирования технического состояния агрегата двигатель внутреннего сгорания (ДВС) – рабочая машина (РМ) усовершенствованной компьютерной настраиваемой модели ДВС с дополнительной функцией определения технического состояния рабочих машин (механизмов) с приводом от ДВС. Механическая система ДВС – рабочая машина (механизм) рассматривается в виде трех- и двухмассовой системы с сосредоточенными параметрами. Составлены уравнения равновесия моментов, действующих на выделенные сосредоточенные массы, с учетом различных нелинейностей (сухое и вязкое трение, зона нечувствительности и др.), упругости валов и соединений. Приведены структурные схемы системы ДВС – РМ в форме передаточных функций. Проведено компьютерное моделирование этой системы с представлением полученных компьютерных структурных схем и графиков динамических процессов (угловых скорости и ускорения валов и др.). Вводя в эти схемы значения параметров, характерных для конкретного агрегата ДВС – РМ, путем варьирования значений различных моментов можно в статическом и динамическом режимах оценить их влияние на техническое состояние ДВС – РМ. Применение компьютерной модели позволяет учесть влияние указанных факторов на информативные диагностические сигналы, отражающие техническое состояние ДВС – РМ, так как уровень сигналов, характеризующих мощностные показатели ДВС, существенно выше уровня сигналов, отражающих упругости и нелинейности. Разработанная компьютерная структурная схема может непосредственно использоваться в диагностических комплексах, построенных на базе микропроцессорных систем, микроконтроллеров и микроЭВМ для диагностирования ДВС и рабочих машин в эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: ДВС – рабочая машина, нелинейности, упругости валов и соединений, компьютерное моделирование.

There was investigated the application for the purpose of diagnosing the technical condition of the unit, the internal combustion engine (ICE) – the working machine (WM) of advanced computer models of internal combustion engines with the additional function of determining the technical condition of machines (mechanisms) driven by the internal combustion engine. The mechanical system «ICE-working machine» is considered as a three- and two-mass system with lumped parameters. Equations of equilibrium moments are made that act on the selected concentrated masses, taking into account various nonlinearities (dry and viscous friction, dead zone, etc.), elasticity of the shafts and joints. The block diagrams of the ICE-PM system in the form of transfer functions are given. A computer simulation of this system was carried out with the presentation of the obtained computer structural diagrams and graphs of dynamic processes (angular velocities and shaft accelerations, etc.). Introducing into these schemes the values of the parameters characteristic of a specific unit ICE-PM by varying the values of different moments, it is possible in the static and dynamic modes to evaluate their influence on the technical state of ICE-PM. The use of a computer model allows to take into account the influence of these factors on informative diagnostic signals reflecting the technical condition of the internal combustion engine, since the level of signals characterizing the power indicators of the internal combustion engine is significantly higher than the level of signals reflecting elasticity and nonlinearity. The developed computer block diagram can be directly used in diagnostic complexes based on microprocessor systems, microcontrollers and microcomputers for diagnosing internal combustion engines and working machines under operational conditions.

Keywords: ICE – working machine, non-linearity, elasticity of shafts and connections, computer simulation.

Введение

В работах ряда авторов [1–6] приведены результаты исследований по выбору и оптимизации обнаружения и измерения совокупности косвенных диагностических параметров, характеризующих техническое состояние двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в том числе нелинейностей, по оптимизации алгоритма поиска места отказа, по оценке точностных и информационных показателей измерительных каналов измерительной экспертной системы ДВС. В работах [7–8] показана возможность применения компьютерной настраиваемой модели ДВС (без учета нелинейностей, упругости валов и соединений) при идентификации состояния ДВС.

Цель работы

Совершенствование компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания при идентификации состояния двигателя с учетом нелинейностей, упругости валов и соединений.

Методы и результаты

Для более эффективного применения этой модели, а также с целью определения технического состояния рабочих машин (механизмов) с приводом от ДВС необходимо ее совершенствование за счет учета нелинейностей, упругости валов и соединений. Исследованию по этому вопросу и посвящена данная статья.

При математическом описании функционирования механической системы ДВС – рабочая машина (механизм) в большом числе случаев допускается идеализация, основанная на представлении о жесткой связи ДВС: кинематическая связь между двигателем и механизмом не подвержена упругим деформациям и не содержит зазоров, люфтов и других нелинейных элементов. Рабочая машина (РМ) или механизм лишь определяет момент нагрузки на двигатель, а момент инерции является суммой моментов инерции ДВС, редуктора и приведенного к двигателю момента инерции РМ (механизма). При таком допущении скорость ДВС и приведенная к двигателю скорость РМ (механизма) равны между собой в статическом и динамическом режимах работы. Изменение момента нагрузки на РМ (механизме) в этом случае эквивалентно изменению момента нагрузки на двигателе. Если ставится задача определения технического состояния механической системы ДВС – РМ (механизм) пренебрежение

упругостью и нелинейностями может привести к ошибочным результатам. Кроме того, при использовании быстродействующей системы автоматического управления режимами работы влияние этих факторов будет заметным. Компьютерное моделирование механической системы ДВС – РМ (механизм) позволяет учесть влияние указанных факторов путем их варьирования на информативные диагностические сигналы, отражающие техническое состояние этой системы, так как уровень сигналов, характеризующих мощностные показатели ДВС, существенно выше уровня сигналов, отражающих упругости и нелинейности.

На рис. 1, а приведена упрощенная схема механической системы ДВС – РМ (механизм, далее – РМ), где РМ 1 через редуктор, условно показанный в виде зубчатых колес 5 и 6, приводится во вращение двигателем, вал которого изображен в виде вращающейся массы 8. Соединение редуктора с двигателем и РМ осуществляется с помощью муфт 2 и 7. Валы вращаются в подшипниках 3. Связь ДВС с РМ в общем случае оказывается упругой за счет скручивания вала 4 и упругой деформации зубьев колес редуктора, а также соединительных муфт, выполненных, например, с обрезиненными пальцами.

Кинематическая цепь в общем случае содержит обусловленный неточностью изготовления узлов передачи суммарный зазор, который распределен между муфтами и зубчатым зацеплением в редукторе. На механическую систему действуют внешние моменты: момент двигателя M_d , приложенный к валу, и действующий на РМ момент нагрузки M'_c , который может быть активным или пассивным. На работу РМ оказывают влияние диссипативные силы, представляющие собой силы трения в подшипниках, силы трения в зубчатых зацеплениях, а также силы внутреннего трения в материале вала, возникающие в процессе его скручивания.

При исследовании динамических процессов в приводах РМ допустимо представление ДВС и РМ в виде системы с сосредоточенными параметрами, когда вал двигателя и отдельные элементы РМ или механизма (зубчатые колеса, маховики, узлы, совершающие поступательное движение, и т.п.), представляются в виде материальных точек, обладающих определенными массами или моментами инерции, а идеализированные безинерционные связи между ними массой не обладают и характеризуются только упругостью и диссипативными свойствами.

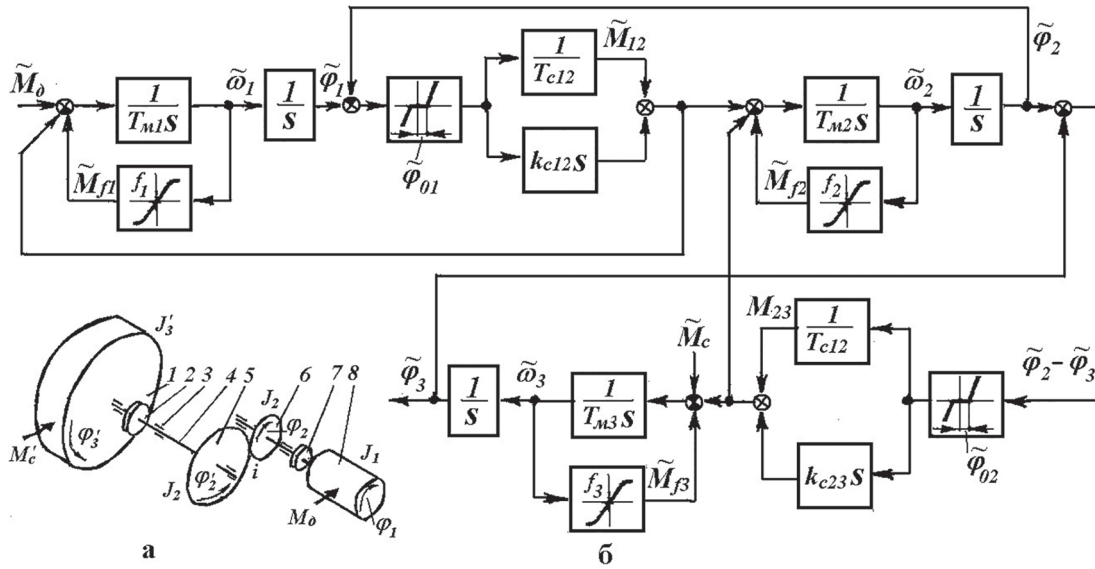


Рис. 1. Структурные схемы трехмассовой системы двигатель – рабочая машина (а) и ее модели (б): *s* – дифференциатор; *1/s* – интегратор; ⊗ – сумматор (с зачерненным сектором – вычитающее устройство)

Полагаем, что внешние силы, или моменты, приложены к сосредоточенным массам. На рис. 1, а сосредоточенными массами можно считать массы вала 8, зубчатых колес 5 и 6 и РМ (механизма) 1. Упругости зубчатого зацепления и муфты 7 могут быть объединены в общую упругость связи двигателя с редуктором, а упругость связи редуктора с механизмом определится как результирующая упругость вала 4 и муфты 2.

Уравнения равновесия моментов, действующих на выделенные сосредоточенные массы (без учета зазоров и других нелинейностей):

$$\begin{cases} M_d - M_{12} - b_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{f1} = J_1 \ddot{\varphi}_1; \\ M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ M_{12} - b_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - (1/i)[M'_{23} + b'_{23} \times \\ \times (\varphi'_2 - \varphi'_3)] - M_{f2} = J_2 \ddot{\varphi}_2; \\ M'_{23} = c'_{23}(\varphi'_2 - \varphi'_3); \\ M'_{23} - b'_{23}(\varphi'_3 - \varphi'_2) - M'_c - M'_{f3} = J'_3 \ddot{\varphi}'_3, \end{cases} \quad (1)$$

где M_d – момент двигателя; M'_c – момент нагрузки на РМ (штрихом помечены величины, не приведенные к валу двигателя); i – передаточное число редуктора; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi'_2, \varphi'_3, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}'_2, \dot{\varphi}'_3, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}'_3$ – углы поворота соответствующих масс (рис. 1, а), их первые и вторые производные; b_{12}, b'_{23} – коэффициенты внутреннего трения, постоянные, если считать, что моменты внутреннего трения в упругих связях пропорциональны разностям угловых скоростей концов этих связей; M_{f1}, M_{f2}, M_{f3} – моменты трения на сосредоточенных массах; M_{12} и M'_{23} – моменты в скручиваемых

упругих связях соответственно между 1-й и 2-й, 2-й и 3-й массами, связанные с углом скручивания коэффициентами жесткости c_{12} и c'_{23} ; J_1 – момент инерции вала двигателя и муфты 7; J_2 – приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора (зубчатых колес 5 и 6); J'_3 – момент инерции РМ (рис. 1, а); $c_{23} = c'_{23}/i^2$; $b_{23} = b'_{23}/i^2$.

Для получения уравнений (1) в нормированном виде должны быть выбраны базовые значения скоростей и моментов на валу двигателя ω_0 и M_0 и на валу механизма $\omega'_0 = \omega_0/i$ и $M'_0 = M_0 i$. За базовый угол поворота вала ДВС принимаем угол, на который повернется вал двигателя, вращающийся со скоростью ω_0 за одну секунду: $\varphi_0 = \int \omega_0$, а вала РМ: $\varphi'_0 = \varphi_0/i$. Тогда, вводя в рассмотрение скорости сосредоточенных масс $\tilde{\omega}_1, \tilde{\omega}_2, \tilde{\omega}_3$, уравнения (1) в безразмерной форме примут вид:

$$\begin{cases} \tilde{\omega}_1 = d\tilde{\varphi}_1 / dt; \tilde{\omega}_2 = d\tilde{\varphi}_2 / dt; \tilde{\omega}_3 = d\tilde{\varphi}_3 / dt; \\ T_{M1} \frac{d\tilde{\omega}_1}{dt} = \tilde{M}_d - \tilde{M}_{12} - k_{c12}(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - k_{f1}\tilde{\omega}_1; \\ T_{c12} \frac{d\tilde{M}_{12}}{dt} = (\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2); \\ T_{M2} \frac{d\tilde{\omega}_2}{dt} = \tilde{M}_{12} + k_{c12}(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \tilde{M}_{23} - \\ - k_{c23}(\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3) - k_{f2}\tilde{\omega}_2; \\ T_{c23} \frac{d\tilde{M}_{23}}{dt} = (\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3); \\ T_{M3} \frac{d\tilde{\omega}_3}{dt} = \tilde{M}_{23} + k_{c23}(\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3) - \tilde{M}_c - k_{f3}\tilde{\omega}_3, \end{cases} \quad (2)$$

где $T_{m1} = J_1 \omega'_6 / M'_6$, $T_{m2} = J_2 \omega'_6 / M'_6$, $T_{m3} = J_3 \omega'_6 / M'_6 = J_3 \omega'_6 / M'_6$ – механические постоянные времени сосредоточенных масс; $T_{c12} = M'_6 / (\omega'_6 c_{12})$, $T_{c23} = M'_6 / (\omega'_6 c'_{23}) = M'_6 / (\omega'_6 c_{23})$ – постоянные времени жесткости кинематических связей; $k_{c12} = b_{12} \omega'_6 / M'_6$, $k_{c23} = b'_{23} \omega'_6 / M'_6 = b_{23} \omega'_6 / M'_6$ – относительные коэффициенты внутреннего трения; k_{f1} , k_{f2} , k_{f3} – относительные (в общем случае переменные) коэффициенты, характеризующие зависимости моментов внешнего трения $\tilde{M}_{f1}, \tilde{M}_{f2}, \tilde{M}_{f3}$ от скоростей соответствующих масс $\tilde{\omega}_1, \tilde{\omega}_2, \tilde{\omega}_3$ (при этом каждый из моментов трения в общем случае состоит из моментов сухого и вязкого трения: $\tilde{M}_{fi} = \tilde{M}_{sti} + \tilde{M}_{vfi} = k_{fi}(\text{sign} \tilde{\omega}_i + \tilde{\omega}_i)$).

Структурная схема модели системы ДВС – РМ согласно формуле (2) в форме передаточных функций приведена на рис. 1, б. На схеме учтены зазоры в кинематической цепи в виде нелинейных элементов на входах звеньев $1/T_{c12}$, $k_{c12}s$ и $1/T_{c23}$, $k_{c23}s$: упругий момент (\tilde{M}_{12} или M_{23}) и момент внутреннего трения возникают лишь после того, как разность углов ($\tilde{\varphi}_1 - \tilde{\varphi}_2$ или $\tilde{\varphi}_2 - \tilde{\varphi}_3$) превысит результирующий зазор ($\pm \tilde{\varphi}_{01}$ или $\pm \tilde{\varphi}_{02}$). При необходимости линеаризации уравнений (2) в окрестности определенной угловой скорости влиянием зазоров пренебрегают и заменяют координаты их приращениями, считая, что момент M_c не зависит от скорости, а коэффициенты k_{f1} и k_{f2} постоянны.

В большинстве случаев агрегат дизель – рабочая машина (генератор, тормозное устройство, сельскохозяйственные машины и т.п.) с достаточной степенью достоверности может рассматриваться как двухмассовый. При этом момент инерции зубчатых колес 5 и 6 редуктора (рис. 1, а) существенно меньше моментов инерции дизеля и РМ.

Тогда после приведения моментов и углов к двигателю второе уравнение системы (1) примет вид ($J_2 = 0$, $M_{f2} = 0$):

$$M_{12} + b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = M_{23} + b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3).$$

Так как M_{12} и M_{23} пропорциональны углам скручивания соответствующих кинематических передач, а моменты внутреннего трения – разности скоростей концов связи, то

$$M_{12} = M_{23} = M_y = c(j_1 - j_3);$$

$$b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_{\text{вн.тр}} = b(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3),$$

где $c = c_{12}c_{23} / (c_{12} + c_{23})$ и $b = b_{12}b_{23} / (b_{12} + b_{23})$.

Коэффициенты c и b характеризуют эквивалентную жесткость кинематической передачи, связывающей вал двигателя с РМ и внутреннее трение в этой передаче.

Если выходными координатами являются угловые скорости, то для двухмассовой системы уравнения в безразмерных величинах примут вид (рис. 2 с учетом зазора и нелинейной зависимости трения от скорости):

$$\begin{cases} T_{m1} \frac{d\tilde{\omega}_1}{dt} = \tilde{M}_\delta - \tilde{M}_y - k_c(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \\ - k_{f1}\tilde{\omega}_1; \\ T_c \frac{d\tilde{M}_y}{dt} = (\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2); \\ T_{m2} \frac{d\tilde{\omega}_2}{dt} = \tilde{M}_y + k_c(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \\ - \tilde{M}_c - k_{f2}\tilde{\omega}_2, \end{cases} \quad (3)$$

где $k_c = b\omega'_6 / M'_6$; $T_c = M'_6 / (c\omega'_6)$; в уравнениях величины, связанные с РМ (механизмом), имеют индекс 2.

На рис. 3 приведена схема компьютерной модели механической системы ДВС-РМ, построенная согласно уравнениям (3) и рис. 2, при реальных значениях моментов, угловых скоростей и ускорений (без нормировки). На схеме учтены зазоры в кинематической цепи ДВС – РМ в виде нелинейных элементов «зона нечувствительности» M'_c , моменты трения «сухое трение» M''_c и «вязкое трение» $M'''_c = \beta\omega$,

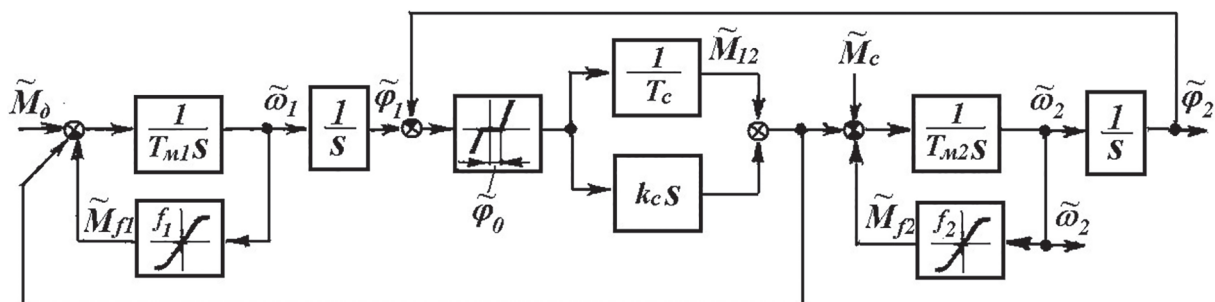


Рис. 2. Структурная схема двухмассовой модели системы двигатель-рабочая машина (механизм): s – дифференциатор; $1/s$ – интегратор; \otimes – сумматор (с зачерненным сектором – вычитающее устройство)

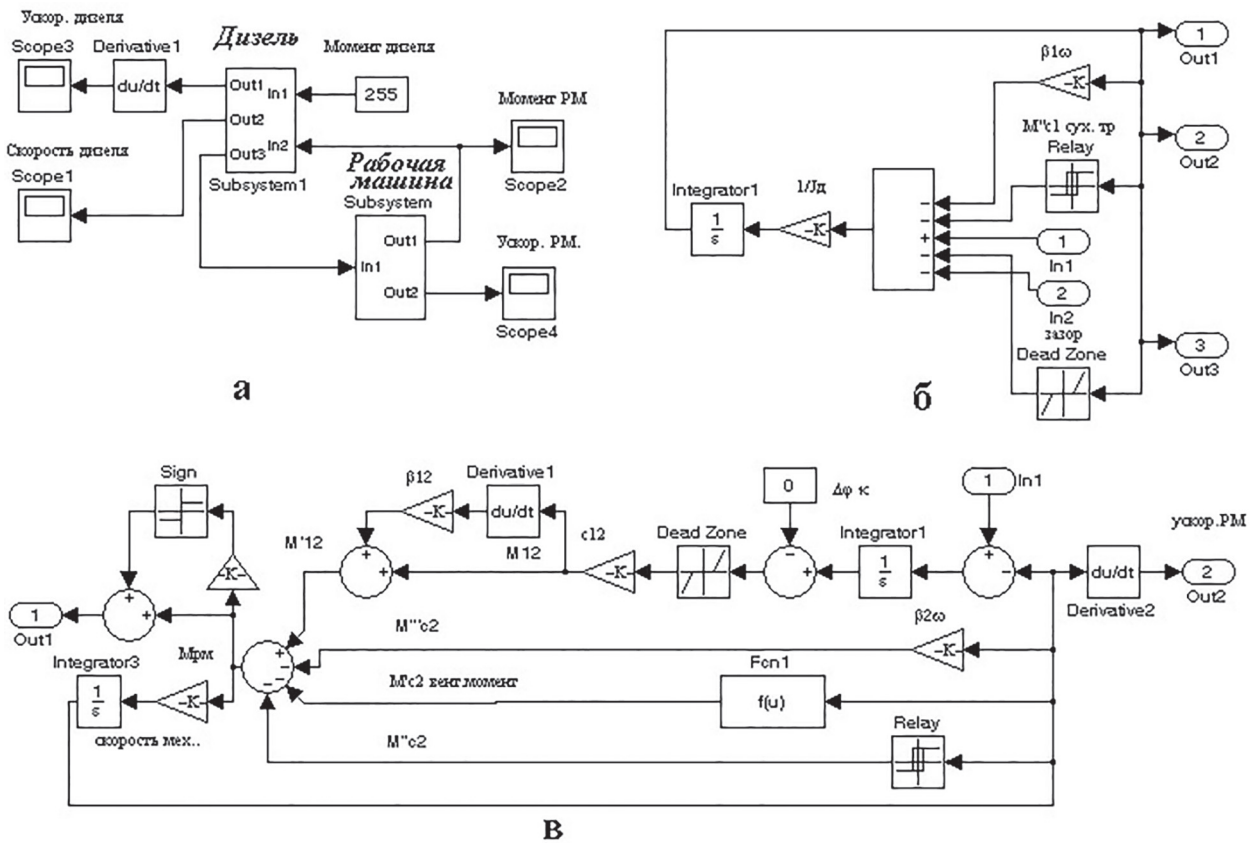


Рис. 3. Компьютерная модель двухмассовой механической системы ДВС – РМ:
 а – общая модель; б – подсистема дизеля; в – подсистема РМ

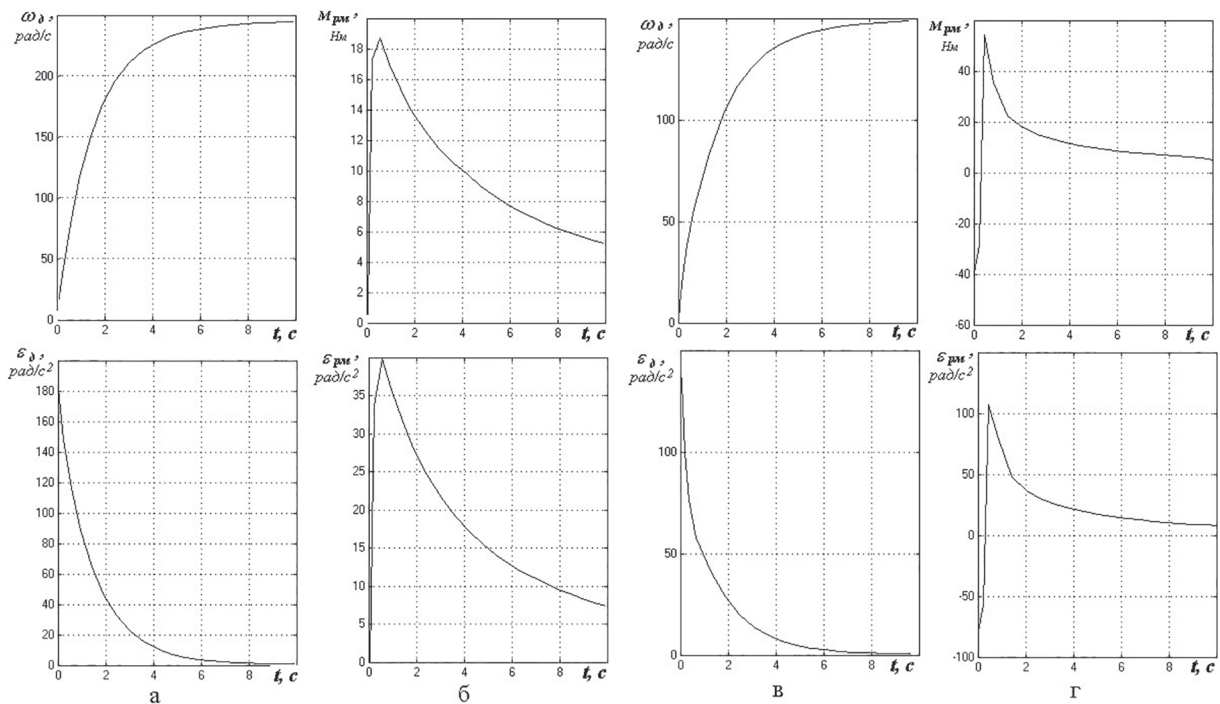


Рис. 4. Графики процессов модели ДВС – РМ:

а – угловых скорости и ускорения ДВС при отсутствии недопустимых нелинейных моментов;
 б – момента сопротивления и углового ускорения РМ при отсутствии недопустимых нелинейных моментов;
 в – угловых скорости и ускорения ДВС при недопустимом уровне нелинейного момента «сухое трение» в кинематической цепи ДВС;
 г – момента сопротивления и углового ускорения РМ при недопустимом уровне нелинейного момента «сухое трение» в кинематической цепи РМ

вводимые в модели ДВС и РМ; упругий момент с учетом внутреннего момента «вязкое трение» $M'_{12} = M_{12} + \beta_{12}(dM_{12}/dt)$; задан момент сопротивления РМ M'_c в виде вентиляторной характеристики и минимальный зазор $\Delta\varphi_k$ в кинематической цепи. Подобная схема легко может быть преобразована в схему для трехмассовой кинематической цепи. В качестве примера на рис. 4 приведены графики рассчитанных процессов при введении в модель различных нелинейных моментов.

Вводя в компьютерную структурную схему модели системы ДВС – РМ (рис. 3) значения параметров, характерные для конкретной марки ДВС, путем варьирования значений крутящих моментов ДВС и моментов сопротивления (упругостей, нелинейностей и нагрузки) можно в статическом и динамическом режимах оценить их влияние на угловые скорости и ускорения, а также на техническое состояние ДВС, редуктора и РМ (механизма).

Заключение

Разработанная компьютерная структурная схема может непосредственно использоваться в диагностических комплексах, построенных на базе микропроцессорных систем, микроконтроллеров и микроЭВМ для диагностирования ДВС и рабочих машин в эксплуатационных условиях. Это позволит повысить точность и достоверность диагностирования ДВС и агрегируемых с ним механизмов и рабочих машин, а также улучшить качество выполнения технологических операций, производимых этими агрегатами.

Литература

1. Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н. Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей. Новосибирск: РАСХН, Сиб. отд-ние – СибФТИ, 2006. 272 с.
2. Добролюбов И.П. Повышение точности измерения характеристик двигателей внутреннего сгорания // Измерительная техника. 2007. № 2. С. 48–51.
3. Добролюбов И.П. Оптимизация алгоритма поиска места отказа в измерительной экспертной системе ДВС // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 3. С. 47–50.
4. Добролюбов И.П. Выбор совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной системы ДВС // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 51–53.
5. Добролюбов И.П. Точностные и информационные показатели измерительных каналов экспертной системы двигателей // Измерительная техника. 2011. № 6. С. 43–47.
6. Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н. Оптимизация обнаружения и измерения параметров ДВС измерительной экспертной системой // Ползуновский вестник. 2011. № 2/2. С. 275–279.
7. Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н. Идентификация состояния ДВС измерительной экспертной системой с помощью настраиваемой модели // Энергосбережение – важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы междунар. научн.-техн. конф. Минск: БГАТУ, 2011. С. 263–265.
8. Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В., Ольшевский С.Н. Разработка компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания // Вычислительные технологии. 2013. Том 18. № 6. С. 54–61.

References

1. Savchenko O.F., Dobrolyubov I.P., Alt V.V., Ol'shevskij S.N. Avtomatizirovannye tekhnologicheskie komplekсы ehkspertizy dvigatelej [Automated technological systems of engine expertise]. Novosibirsk: RASKHN, Sib. otd-nie. SibFTI Publ., 2006. 272 p.
2. Dobrolyubov I.P. Improving the accuracy of measuring the characteristics of internal combustion engines. Iz-meritel'naya tekhnika. 2007. No 2, pp. 48–51 (in Russ.).
3. Dobrolyubov I.P. Optimization of the failure location search algorithm in the engine metering expert system. Traktory i sel'hozmashiny. 2009. No 3, pp. 47–50 (in Russ.).
4. Dobrolyubov I.P. The choice of a set of indirect diagnostic parameters for the measuring expert system of internal combustion engines. Traktory i sel'hozmashiny. 2011. No 7, pp. 51–53 (in Russ.).
5. Dobrolyubov I.P. Accuracy and information indicators measuring channels of an expert engine system. Iz-meritel'naya tekhnika. 2011. No 6, pp. 43-47 (in Russ.).
6. Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Ol'shevskij S.N. Optimization of detection and measurement of parameters of the internal combustion engine measuring expert system. Polzunovskij vestnik. 2011. No 2/2, pp. 275-279 (in Russ.).
7. Dobrolyubov I.P. Savchenko O.F., Ol'shevskij S.N. Identification of the state of the internal combustion engine measuring expert system using a custom model. ENergosberezhenie – vazhnejshee uslovie innovacionnogo razvitiya APK: materialy mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf [Energy saving is the most important condition for the innovative development of the agro-industrial complex: materials of the Intern. scientific-tech. conf]. Minsk: BGATU, 2011, pp. 263-265 (in Russ.).
8. Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Alt V.V., Ol'shevskij S.N. Development of a computer custom model of an internal combustion engine. Vychislitel'nye tekhnologii. 2013. Vol. 18. No 6, pp. 54-61 (in Russ.).