

УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ АМОРТИЗИРУЕМОГО ОБЪЕКТА С АКТИВНОЙ СИСТЕМОЙ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Исследуются угловые движения амортизируемого объекта с активной системой демпфирования на управляемых пневмоамортизаторах. Рассмотрены приближенные решения для нестационарного сейсмоздействия и приводятся результаты численного моделирования переходных процессов с помощью прикладной программы MATLAB.

Ключевые слова: угловые движения, активная система демпфирования, пневмоамортизатор.

Исследование угловых колебаний амортизируемого объекта (АО) показали, что даже при больших значениях коэффициента демпфирования в элементах подвески, достигаемых как в пассивных, так и управляемых упруго-демпфируемых элементах вызываются при больших габаритах АО недопустимые величины угловых колебаний при сейсмоздействиях [1]. В связи с этим возникает необходимость создания активной системы демпфирования продольно-угловых колебаний АО в низкочастотной области, так как частота сейсмических колебаний основания практически совпадает с собственной частотой АО. Анализ принципиальной возможности создания такой системы сделан в работе [2]. Расчетная принципиальная схема активной системы демпфирования АО с управляемыми пневмоамортизаторами (ПА) показана на рис. 1. В качестве ПА могут использоваться как многоэлементные ПА [3], так и ПА комбинированного типа с активным подводом энергии [4].

Будем полагать, что давление в ПА будет определяться системой автоматического управления процессом актив-

ного демпфирования колебаний АО. В этом случае дифференциальное уравнение угловых колебаний имеет вид

$$J_c \ddot{\varphi} + 2bl^2 \dot{\varphi} + 2cl^2 \varphi = P_1 l_1 S_{\text{эф}} - P_2 l_2 S_{\text{эф}} - c \Delta \xi - b \Delta \xi + 2c_1 \eta_3 + 2b_1 \eta_3, \quad (1)$$

где J_c – момент инерции АО относительно центра масс; c – коэффициент жесткости упругой подвески 5; b – коэффициент вязкого трения в пассивных демпферах 4 (рис. 1); l_1, l_2 – расстояние от центра масс до линии приложения упругих и демпфирующих сил; Z_c, φ – обобщенные координаты; ξ – вертикальные перемещения основания; η – горизонтальные перемещения основания; c_1 – коэффициент жесткости горизонтальной упругой подвески 3; b_1 – коэффициент вязкого трения в демпферах 2.

Система управления должна содержать измерители угловой скорости (с использованием акселерометров), которые управляют процессами наполнения и выпуска воздуха из ПА. Структурная схема системы автоматического управления показана на рис. 2. Система управления

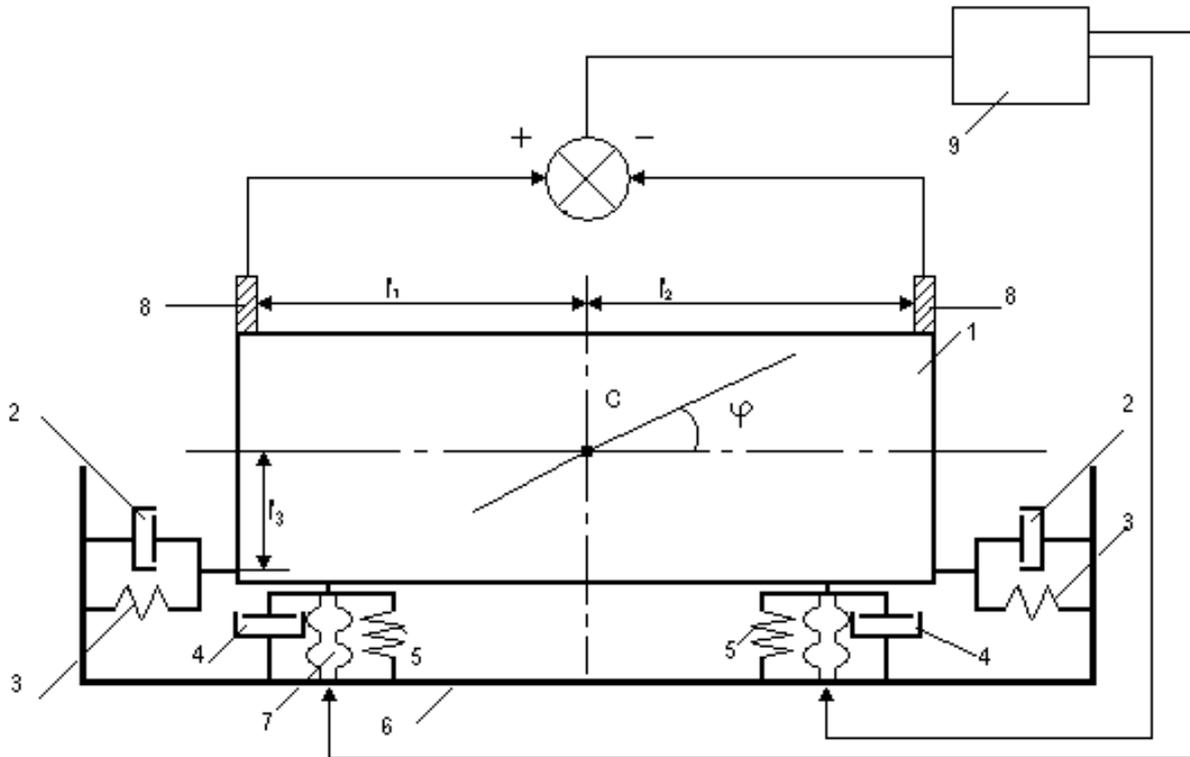


Рис. 1. Расчетная принципиальная схема активной системы демпфирования: 1 – амортизируемый объект; 2 – горизонтальный демпфер; 3 – горизонтальный упругий элемент; 4 – демпфер; 5 – упругий элемент; 6 – основание; 7 – ПА; 8 – акселерометр; 9 – система управления наполнения и выпуска газа из ПА с РКО

работает следующим образом. При определении логическим устройством 2, что $\varphi > 0$, реле 1 включает электромагнитный клапан ЭМК-1 на подачу воздуха под давлением из ресивера в пневмоамортизатор ПА-1 и выключает электромагнитный клапан ЭМК-2, открывая выход воздуха из пневмоамортизатора ПА-2 в атмосферу. При $\varphi < 0$ реле 2 подключает через ЭМК-1 ПА-1 на выход в атмосферу и через ЭМК-2 ПА-2 подключается к ресиверу.

Постоянная времени электромагнитного клапана много меньше времени наполнения и опорожнения объема ПА [5], вследствие чего динамика процессов ПА может быть представлена в первом приближении инерционным звеном первого порядка

$$W(p) = \frac{k}{\tau p + 1} \quad (2)$$

где k – коэффициент передачи; τ – постоянная времени.

Будем полагать, что процессы наполнения и опорожнения объема РКО ПА происходят в надкритическом режиме, для которого справедливы следующие неравенства [5]:

$$\frac{P}{P_p} > \varepsilon_{kp} \text{ и } \frac{P}{P_a} < \varepsilon_{kp},$$

где P – давление в ПА; P_a – атмосферное давление; P_p – давление в ресивере.

Для адиабатического процесса при показателе адиабаты $N = 1,4$ и $\varepsilon_{kp} = 0,589$, если принять, что $P_p = 1$ МПа, $P_a = 0,1$ МПа, то максимальное рабочее давление в ПА $P_{\max} = 0,589$ МПа, а минимальное $P_{\min} = 0,172$ МПа. При повышенном давлении в ПА $P_p = 3$ МПа и $P_a = 0,1$ МПа максимальное рабочее давление в ПА $P_{\max} = 1,77$ МПа при $P_{\min} = 0,172$ МПа.

Известно, что время наполнения объема ПА при изотермическом процессе определяется по выражению [5]

$$t_n = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{10\alpha f P_p \sqrt{TN}},$$

где $\alpha = 0,7$; f – площадь проходного сечения электромагнитного клапана; T – абсолютная температура; N – показатель адиабаты.

Время опорожнения объема ПА при тех же условиях определяется по выражению [5]

$$t_0 = \ln \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \frac{V_0}{RT\alpha f c},$$

где $c = \frac{0,58\sqrt{qNRT}}{RT}$; V_0 – объем ПА в статическом положении объекта; R – газовая постоянная.

Оценка времен t_n и t_0 показывает, что постоянная времени звена первого порядка будет находиться в диапазоне $t = 0,05 \dots 0,2$ с в зависимости от объема используемой РКО ПА и рабочего давления.

Таким образом, система дифференциальных уравнений, описывающих процесс наполнения и опорожнения объема ПА (без учета постоянной времени электромагнитного клапана) будет иметь вид

$$\begin{cases} \text{если } \varphi' > 0 & \begin{cases} \tau P_1' + P_1 = P_p, \\ \tau P_2' + P_2 = P_a, \end{cases} \\ \text{если } \varphi' < 0 & \begin{cases} \tau P_2' + P_2 = P_p, \\ \tau P_1' + P_1 = P_a. \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

Коэффициент жесткости РКО определяется по выражению

$$C_A = \frac{NPS_{\text{эф}}^2}{V} + \frac{\partial S_{\text{эф}}}{\partial z} P.$$

Если принять в первом приближении, что величина $\frac{\partial S_{\text{эф}}}{\partial z}$ мала, а объем V является линейной функцией относительно перемещения, то коэффициент C_A можно найти по выражению

$$C_A \approx \frac{NP_1 S_{\text{эф}}}{h_0},$$

где h_0 – высота РКО в среднем положении.

В соответствии с последним выражением дополнительный упругий элемент (РКО ПА активной системы демпфирования) имеет переменную упругость

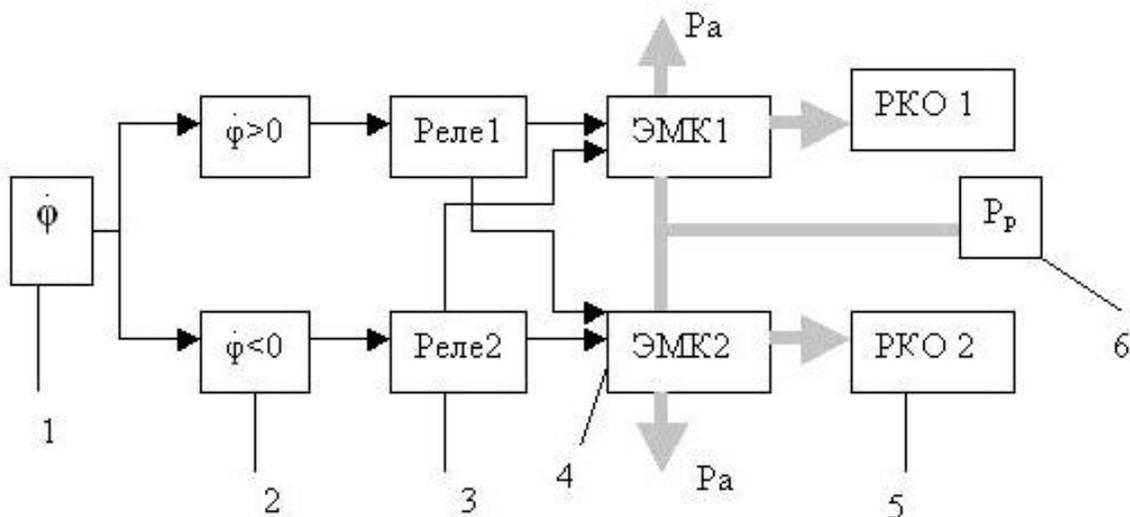


Рис. 2. Структурная схема системы автоматического управления: 1 – датчик угловой скорости; 2 – логическое устройство определения; 3 – реле, переключающее подачу электрического сигнала на ЭМК-1 или ЭМК-2; 4 – двухпозиционный электромагнитный клапан; 5 – ПА; 6 – ресивер системы подачи давления газа в ПА (P_a – атмосферное давление, P_p – давление в ресивере)

и уравнение (1) с учетом того, что $L_1 = L_2 = L$, примет вид

$$l_c \varphi'' + 2bl^2 \varphi' + 2l^2 \left[c + \frac{NS_{\text{эф}}}{h_0} (P_1 + P_2) \right] = lS_{\text{эф}} (P_1 + P_2) - \left[c + \frac{NS_{\text{эф}}}{h_0} (P_1 + P_2) \right] \Delta l \xi + b \Delta l \xi' + 2c_1 l_3 + 2b_1 l_3 \eta'. \quad (4)$$

Таким образом, уравнение (4) совместно с системой уравнений (3) достаточно адекватно будет описывать процесс развития угловых колебаний в АО с активной системой демпфирования.

Для анализа нелинейных уравнений (3) и (4) примем, что упруго-демпфирующая подвеска имеет коэффициент жесткости много больше, чем дополнительно устанавливаемые ПА, а процесс наполнения и опорожнения объема ПА в надкритическом режиме происходит по одинаковому закону.

Управляющее звено в первом приближении можно представить в виде идеального релейного элемента

$$\mu(\varphi') = \chi_{\text{max}} \text{sign} \varphi',$$

где χ_{max} – амплитуда перемещения релейного элемента.

При использовании акселерометров в схеме управления после интегратора установлен фильтр, передаточную функцию которого можно представить в виде

$$W_{cp} = \frac{T_p}{T_p p + 1},$$

где T – постоянная времени фильтра. Фильтр подобного вида исключает ошибку из сигнала датчика, которая возникает в результате интегрирования погрешности акселерометра из-за зоны нечувствительности и неопределенности в определении центра тяжести, что может приводить к появлению в структуре полезного сигнала медленно меняющейся погрешности. С учетом вышеизложенного уравнение (4) запишем в виде

$$\varphi'' + k_2 \varphi' + k_1 \varphi + f_1(\varphi') = f(t), \quad (5)$$

где $f_1(\varphi') = \frac{F_1(\varphi')}{l_c}$, $F_1(\varphi') = lS_{\text{эф}}(P_1 + P_2)$, $k_1 = \omega_0^2$;

$$k_2 = 2\xi\omega_0 \quad f(t) = \frac{1}{I_c} (c \Delta l \xi + b \Delta l \xi' + 2c_1 l_3 \eta + 2b_1 l_3 \eta').$$

Структурная схема колебательной системы, соответствующей АО на упруго-демпфирующем подвесе с активной системой демпфирования в случае точного измерения угловой скорости приведена на рис. 3.

Приближенное исследование движений нелинейной системы (рис. 3) выполнено с помощью метода гармонической линеаризации [6]. Для идеального реле можно записать следующее:

$$x = q \varphi',$$

где $q = \frac{4x_{\text{max}}}{\pi \varphi_{\text{max}}}$, φ_{max} – амплитуда координаты φ .

Коэффициент линеаризации q определен в соответствии с характеристикой идеального реле.

В соответствии со структурной схемой (рис. 3) передаточная функция линеаризованной системы демпфирования угловых колебаний будет иметь вид

$$W(p) = \frac{\varphi(p)}{f(p)} = \frac{\tau p + 1}{\tau p^3 + (1 + k_2 \tau) p^2 + (k_2 + k_1 \tau + q k_3) p + k_1}. \quad (6)$$

В нелинейной системе с релейным элементом возможны режимы с автоколебаниями. Анализ и оценка возможности возникновения автоколебаний [6] показали, что в данной системе автоколебания не возникают.

Определение вынужденных колебаний произведем для внешних воздействий вида

$$f(t) = B \sin \omega_b t,$$

где B и ω_b – амплитуда и частота внешнего воздействия.

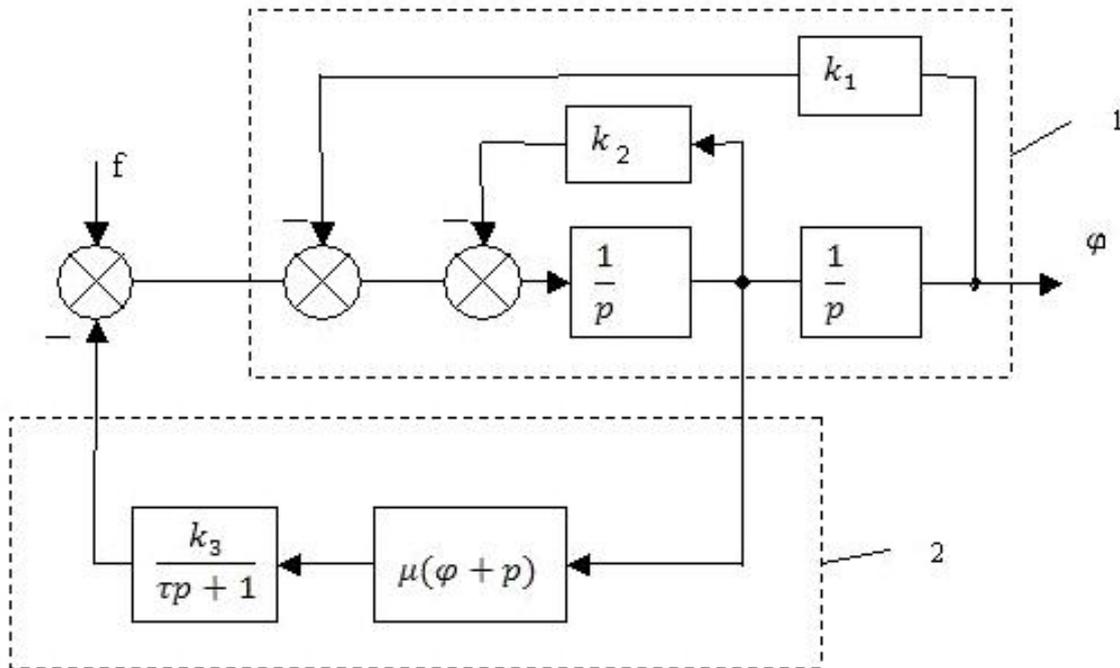


Рис. 3. Структурная схема колебательной системы: 1 – АО на упруго-демпфирующем подвесе; 2 – активная система демпфирования угловых колебаний

Вынужденные колебания АО представим в виде

$$\varphi = \varphi_m \sin(\omega_B t + \alpha).$$

Относительная оценка эффективности активной системы демпфирования при периодическом внешнем воздействии может быть произведена по коэффициенту η :

$$\eta = \frac{\varphi_{\max}^0}{\varphi_{\max}}, \text{ где } \varphi_{\max}^0 - \text{амплитуда вынужденных колебаний при выключенной активной системе.}$$

Результаты расчета коэффициента η для следующих значений параметров показаны на рис. 4: $K_1 = 49 \text{ 1/c}^2$, $K_2 = 7 \text{ 1/c}$, $K_3 = 70 \text{ 1/c}^2$, $B = 100 \text{ 1/c}^2$, $x_m = 1$ и различных значениях постоянной времени τ .

Графическая зависимость $\eta = f(\omega_B)$ показывает, что наиболее эффективно активная система функционирует при совпадении частоты вынужденных колебаний с частотой собственных колебаний (отметим, что для любых пассивных систем демпфирования этот случай – наиболее неблагоприятный вариант).

Анализ показал, что можно всегда подобрать такие величины параметров x_m, K_3 . Это соответствует выбору ПА с заданной грузоподъемностью, при которых будет достигаться минимальное значение коэффициента η . Необходимо подчеркнуть, что при сейсмоздействиях на АО колебания основания (грунта) происходят с частотой близкой к величине 1 Гц, что практически совпадает с собственной частотой АО.

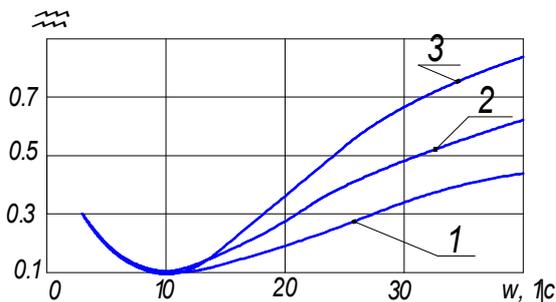


Рис. 4. Зависимости коэффициентов демпфирования от частоты: 1 – $\tau = 0,05$; 2 – $\tau = 0,1$; 3 – $\tau = 0,2$

С целью анализа влияния сейсмоздействий на угловые колебания АО с активной системой демпфирования решение системы нелинейных уравнений произведено с помощью прикладной программы MATLAB с расширением Simulink. Результаты расчета для различных значений x, K_3 и t приведены на рис. 5–6.

При сейсмоздействиях величина амплитуды колебания по углу φ может быть уменьшена по сравнению с АО без активной системы в три раза, а вторые и последующие амплитуды колебаний на порядок и более. При этом, чем меньше величина τ , тем эффективнее работа активной системы, а величина K_3 может быть выбрана для рассматриваемой системы в пределах $K_3 = 1,2 \dots 1,5$. Подобные величины K_3 соответствуют включению дополнительного ПА с грузоподъемностью $6 \times 10^4 \text{ Н}$ и рабочим ходом, равным рабочему ходу ПА штатной системы амортизации АО.

Таким образом, можно сделать следующие выводы: активная система демпфирования угловых колебаний АО при гармонических воздействиях наиболее эффективна в

низкочастотной области и при малых коэффициентах демпфирования штатной подвески; при сейсмоздействиях непрерывно действующая активная система демпфирования снижает амплитуду первого колебания в несколько раз и последующих колебаний на порядок.

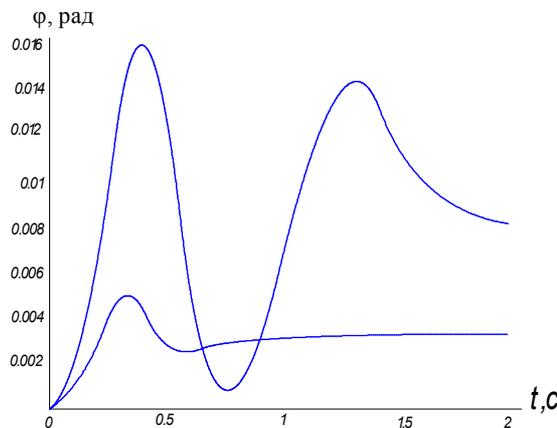


Рис. 5. Угловые колебания АО при сейсмоздействии: $\omega_0 = 7, K_3 = 0,7, \xi = 0,5, \tau = 0,1 \text{ с}$

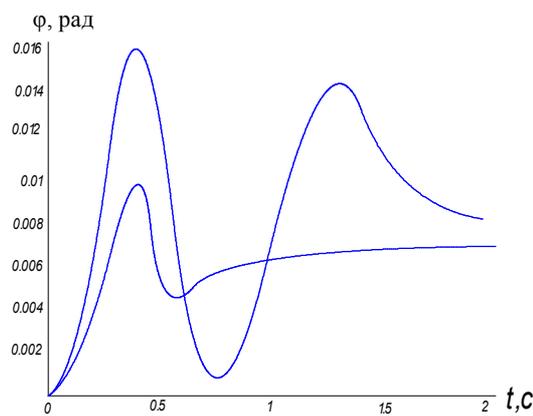


Рис. 6. Угловые колебания АО при сейсмоздействии: $\omega_0 = 7, K_3 = 0,7, \xi = 0,5, \tau = 0,2 \text{ с}$

Библиографический список

1. Хамитов, Р. Н. Угловые колебания амортизируемого объекта с пассивной системой демпфирования / Р. Н. Хамитов // Вестник СибГАУ. Вып. 1 (22): в 2 ч. Ч. 1. 2009. С. 97–99.
2. Пат. № 2335672 РФ, МПК F 16F 9/04. Амортизирующее устройство / Г. С. Аверьянов, Р. Н. Хамитов, А. В. Зубарев. Опубл. 10.10.2008, Бюл. № 28.
3. Пат. № 2304523 РФ, МПК B60G 15/12, F16F 9/05. Пневматическая подвеска / Г. С. Аверьянов, Р. Н. Хамитов, А. В. Нагорных. Опубл. 20.08.2007, Бюл. № 23.
4. Бурьян, Ю. А. Активная система демпфирования угловых колебаний многоосного автомобиля / Ю. А. Бурьян, В. И. Мещеряков, В. Н. Сорокин // Строительные и дорожные машины. 2002. № 9. С. 36–40.
5. Бежанов, Б. И. Пневматические механизмы / Б. И. Бежанов. М.: Машиностроение, 1957.
6. Попов, Е. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е. П. Попов, И. П. Пальтов. М.: Физматгиз, 1960.

ANGULAR FLUCTUATIONS OF THE DAMPED OBJECT WITH ACTIVE DAMPING SYSTEM

Angular movements of the damped object with active damping system on controlled pneumoshock absorbers are investigated. The approximate solutions for non-stationary seismic influence are considered and the results of numerical modeling of transients by means of applied program Matlab are given.

Keywords: angular movements, active damping system, pneumoshock absorber.

© Хамитов Р. Н., Коновалов В. Е., 2009

УДК 665.743.3

Н. Ф. Орловская, Д. А. Шупранов, Ю. Н. Безбородов, И. В. Надейкин

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ЖИДКОФАЗНОГО ОКИСЛЕНИЯ РЕАКТИВНЫХ ТОПЛИВ НА МОДЕЛЯХ

Исследован процесс жидкофазного окисления гексадекана, традиционной модели нефтяных углеводородов. Определен состав продуктов окисления с помощью газовой хроматографии с масс-спектрометрическим детектированием (ГХ/МС).

Ключевые слова: высокотемпературное окисление, гексадекан, кислородсодержащие органические соединения, реактивные топлива.

Авиационный керосин служит в двигателях летательных аппаратов не только топливом, но также хладагентом. Поэтому он должен обладать высокой термоокислительной стабильностью.

В связи с этим представляет интерес исследование процессов, протекающих при высокотемпературном жидкофазном окислении реактивных топлив.

Традиционная модель нефтяных углеводородов – гексадекан (ГД).

Поведение гексадекана при жидкофазном окислении исследовалось различными авторами при разных способах термостатирования реактора [1].

Термин «высокотемпературное окисление» обычно применяется для процессов, протекающих при температурах 150...170 °С в случае окисления гексадекана.

Предыдущими исследователями [1] установлено, что окисление ГД при высоких температурах является экзотермичным процессом. В определенный момент окисление протекает по механизму теплового взрыва, ограниченного во времени. После завершения экзотермичной стадии окисление продолжается с меньшей скоростью. По предположению авторов исследования [2], это происходит вследствие формирования полярной наноразмерной фазы (типа обращенной микроэмульсии) на основе первичных и вторичных продуктов окисления углеводорода.

Ядро таких обращенных мицеллярных агрегатов, по мнению авторов работы [2], содержит небольшое количество моно- и поликарбонновых кислот и полиспиртов, средняя оболочка включает преимущественно фрагменты простых и сложных эфиров, тогда как внешняя обо-

лочка состоит преимущественно из углеводородных радикалов, обеспечивающих стабилизацию в среде неполярного углеводорода (рис. 1).

Экспериментальное изучение изменения фазового состава окисляющихся углеводородов было проведено [2] косвенно, с использованием метода солюбилизации водорастворимых красителей, например, метилового оранжевого (MeOr). По изменению положения полосы MeOr при повышении степени окисления гексадекана авторы [2] предположили, что локализация молекул красителя в полярной нанофазе окисленного гексадекана соответствует умеренно полярному слою продуктов окисления, содержащему связи типа С–О–С или подобные им.

На стадиях глубокого окисления, когда механизм реакции становится особенно сложным, образуются основные продукты окисления и формируются физико-химические свойства системы, определяющие ее эксплуатационные характеристики.

Если образование полярной мицеллярной фазы в окисляющихся углеводородах действительно происходит, в процессе эксплуатации при высоких температурах углеводородные топлива могут формировать сложную коллоидную структуру, способную влиять на механизм протекающих процессов.

Эти рассуждения заставили нас подробно изучить динамику образования и качественный состав продуктов жидкофазного окисления гексадекана кислородом воздуха.

Высокотемпературное (150...170 °С) жидкофазное окисление гексадекана кислородом воздуха в реакторе барботажного типа проводили с отбором летучих про-