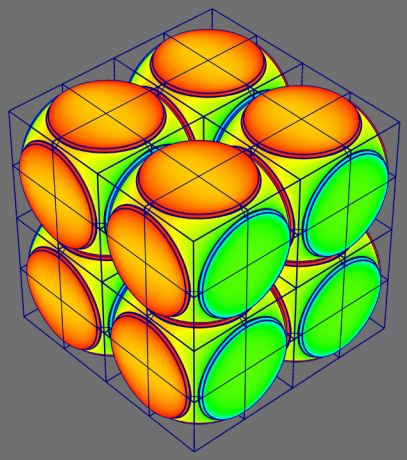
ISSN 2309-3684



Математическое моделирование и численные методы

Приходько А.А., Коптева А.А. Моделирование динамики планетарного перемешивающего устройства с неравномерным вращательным движением рабочего органа. Математическое моделирование и численные методы. 2020. № 1. с. 88–102.

Источник: https://mmcm.bmstu.ru/articles/216/

Параметры загрузки:
IP: 216.73.217.22
18.11.2026 12:59:47

УДК 621.833.51 DOI: 10.18698/2309-3684-2020-1-88102

Моделирование динамики планетарного перемешивающего устройства с неравномерным вращательным движением рабочего органа

© А.А. Приходько[1], А.А. Коптева[2]

[1]Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, 350072, Россия
[2]Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского, Москва, 109004, Россия

Представлены результаты математического моделирования динамики перемешивающего устройства с неравномерным движением рабочего органа. Конструкция аппарата с мешалкой рассматривается как механическая система с одной степенью свободы, в основе которой лежит предложенная авторами планетарная передача с эллиптическими зубчатыми колесами. Решение дифференциального уравнения движения перемешивающего устройства предложено осуществить двумя методами: методом энергомасс и с использованием интерполяционной функции Эрмита третьего порядка. Представлена кинематическая модель механизма, описывающая взаимосвязи между геометрическими параметрами звеньев и позволяющая привести силы, массы и моменты к начальному звену. В качестве примера проведен анализ перемешивающего устройства по заданным исходным данным, проведены расчеты момента сопротивления на рабочем органе, движущего момента и момента инерции маховика, имеющие большое значение на этапе проектирования машины. Определены и построены законы движения входного звена без учета и с учетом установки маховика. Подтверждена сходимость результатов, полученных различными методами.

Ключевые слова: *одномассовая динамическая модель, планетарный механизм, эллиптические зубчатые колеса, закон движения, неравномерное движение, перемешивающее устройство.*

Введение. Механические перемешивающие устройства широко применяются во многих отраслях промышленного производства в качестве оборудования для реализации различных физических и химических процессов [1]. Требуемые характеристики выпускаемой продукции зачастую могут быть обеспечены только при высоком уровне тепло и массообмена в реакторе с перемешивающим устройством.

Анализ последних работ в данной области [2–4] показывает, что традиционные аппараты с равномерным вращательным движением рабочего органа имеют низкую энергоэффективность, в связи с чем обосновывается необходимость сообщения рабочему органу неравномерного движения. Интенсификация процессов перемешивания в таком случае будет обеспечена сложным распределением скоростей в объеме жидкости [5].

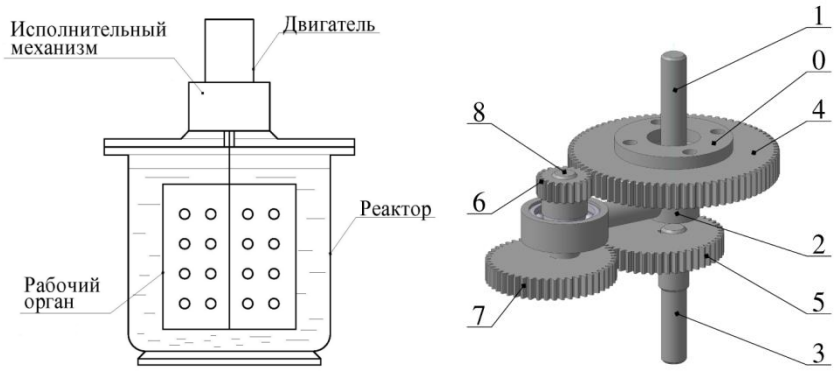
Конструктивно наиболее простым способом реализации неравномерного движения является изменение угловой скорости электропривода [6, 7], однако такое его использование в промышленных масштабах нерационально вследствие низкой эффективности работы двигателя в данном режиме. Более распространенным способом является применение механических передач, позволяющих преобразовать вращательное движение с постоянной угловой скоростью двигателя в неравномерное движение рабочего органа. Например, известны рычажные [8, 9] и зубчато-рычажные [10, 11] механизмы в составе приводов перемешивающих устройств. Авторами настоящей работы в [12] синтезирован планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами, который за счет переменного передаточного отношения некруглых колес позволяет реализовать неравномерное движение. Предлагаемая передача является более компактной и простой в уравновешивании по сравнению с рычажными и зубчато-рычажными аналогами.

Важное место при исследовании машин отводится изучению их динамики, что позволяет находить законы движения звеньев машины, производить совместный анализ сил, действующих на рабочие органы, выявлять нерационально функционирующие узлы, исследовать и оптимизировать режимы работы устройства, а также конструкцию в целом [13, 14]. Сложные нелинейные функции изменения скоростей звеньев цикловых механизмов приводят к неравномерности движения входного (начального) звена механизма, с которым напрямую или через редуктор соединен вал двигателя. Колебания скорости на валу двигателя вызывают колебания корпуса машины и являются причиной шума, вибрации, снижения надежности привода. В настоящей работе предлагается построить и исследовать одномассовую динамическую модель планетарного привода перемешивающего устройства с целью определения функции угловой скорости начального звена, выявления неравномерности его движения и определения инерционных характеристик маховика для снижения коэффициента неравномерности до допускаемых значений.

Физическая и математическая постановка задачи. Рассмотрим схему привода и исполнительный механизм предлагаемого перемешивающего устройства (рис. 1). Вал двигателя соединен напрямую с входным валом исполнительного механизма, а на выходном валу расположен рабочий орган, который помещен в реактор с перемешиваемой средой (рис. 1а).

Предлагаемое перемешивающее устройство работает следующим образом. Двигатель приводит в движение входной вал и водило 1. По неподвижному солнечному колесу 4 обкатывается цилиндрическое зубчатое колесо 6, через вал 8 и эллиптическую шестерню 7 движе-

ние передается эллиптическому зубчатому колесу 5 и выходному валу 3, а также жестко закрепленному на выходном валу рабочему органу. Движение рабочего органа приводит к перемешиванию обрабатываемой среды в реакторе. Неравномерное движение выходного вала исполнительного механизма обеспечивается за счет переменного передаточного отношения пары эллиптических зубчатых колес.



а *б*

Рис. 1. Схема привода и исполнительный механизм предлагаемого переме-шивающего устройства:
а — схема привода перемешивающего устройства;
б — конструкция исполнительного механизма

Планетарный исполнительный механизм имеет одну степень свободы и его звенья жестко связаны между собой, поэтому для рационального решения поставленной задачи целесообразно заменить реальный механизм одномассовой динамической моделью, приняв за звено приведения входной вал 1. Уравнение движения звена приведения для механической системы с одной степенью свободы имеет вид [15, 16]:

$$\frac{\omega_1^2}{2}\cdot\frac{dI_{пр}}{d\varphi_1}+\varepsilon_1\cdot I_{пр}=M_{пс}+M_{дв}\,. \qquad (1)$$

Целью работы является не только нахождение закона движения звена приведения $\omega_1(t)$, но и проведение более глубокого динамического анализа механической системы, а именно нахождения движущего момента, момента инерции маховика и снижение неравномерности движения звена приведения. Поэтому для исследования полученной динамической модели используем более простой и наглядный метод энергомасс, а проверку полученных решений проведем с помощью численного метода — интерполяционной функции Эрмита третьего порядка.

Приведенный момент инерции. Параметром, характеризующим массо-инерционные характеристики механизма, с учетом его кинематики, является приведенный момент инерции [17]:

$$I_{пр} = \sum_{i=1}^{n} m_i S_i'^2 + \sum_{i=1}^{n} I_{s_i} \varphi_i'^2 \ , \qquad (2)$$

где n — число подвижных звеньев, массы и моменты инерции которых известны; m_i — масса i-го звена; I_{Si} — момент инерции i-го звена относительно оси, проходящей через центр масс; $S_i' = \dfrac{dS_i}{d\varphi_1}$ — аналог скорости центра масс i-го звена; $\varphi_i' = \dfrac{d\varphi_i}{d\varphi_1}$ — аналог угловой скорости i-го звена.

Для исследуемого устройства уравнение (2) примет вид:

$$\begin{aligned} I_{пр} = I_д + I_1 + I_2 + (m_6 + m_8)\cdot S_8'^2 + m_7 \cdot S_7'^2 + \\ +(I_6 + I_7 + I_8)\cdot \varphi_8'^2 + (I_3 + I_5 + I_{ро})\cdot \varphi_3'^2, \end{aligned} \qquad (3)$$

где $I_{дв}$ — момент инерции двигателя; $I_{ро}$ — момент инерции рабочего органа. Моменты инерции и аналоги скоростей звеньев исполнительного механизма обозначены в соответствии с рис. 1б.

Продифференцировав (3) по обобщенной координате, получим:

$$\begin{aligned} \frac{dI_{пр}}{d\varphi_1} = 2[(m_6 + m_8)\cdot S_8' \cdot S_8'' + m_7 \cdot S_7' \cdot S_7'' + \\ +(I_6 + I_7 + I_8)\cdot \varphi_8' \cdot \varphi_8'' + (I_3 + I_5 + I_{ро})\cdot \varphi_3' \cdot \varphi_3''. \end{aligned} \qquad (4)$$

Функции аналогов линейных и угловых скоростей, описывающие кинематику механизма и входящие в уравнения (3), (4), определяются с помощью плана скоростей звеньев механизма (рис. 2).

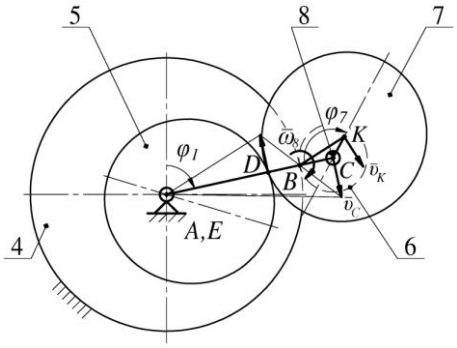


Рис. 2. План скоростей звеньев механизма

Аналог угловой скорости выходного звена 3, согласно рис. 2, определится:

$$\varphi_3' = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\upsilon_D \cdot AC}{\upsilon_C \cdot DE}. \tag{5}$$

где ω_1 и ω_3 — угловые скорости входного и выходного валов соответственно, υ_D и υ_C — скорости точек *D* и *C*, *AC* и *DE* — длины отрезков на рис. 2.

Учитывая, что $\frac{\upsilon_D}{\upsilon_C} = \frac{BD}{BC}$ из подобия треугольников *BDD'* и *BCC'*, получим следующее:

$$\varphi_3' = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE} \tag{6}$$

Расстояния *AC* и *BC* в уравнении (6) определятся:

$$AC = R_1 + R_2, \tag{7}$$

$$BC = R_2, \tag{8}$$

где R_1 — радиус солнечного колеса 4, R_2 — радиус цилиндрического колеса 6 сателлита.

Для определения отрезков *BD* и *DE* необходимо найти длину отрезка *CD*. Воспользуемся уравнением центроиды эллиптического колеса:

$$CD = \rho = \frac{a \cdot (1 - e^2)}{1 - e\cos\varphi_7}, \tag{9}$$

где $\varphi_7 = \frac{R_1}{R_2}\varphi_1 + \pi$ — угол поворота эллиптического колеса 7; *a*, *e* — большая полуось и эксцентриситет делительного эллипса.

Тогда, согласно рис. 2, определим отрезки *BD* и *DE*:

$$BD = BC - CD, \tag{10}$$

$$DE = AC - CD. \tag{11}$$

Подставляя (7) – (11) в (6), получим выражение для определения аналога скорости выходного вала:

$$\varphi_3' = 1 - \frac{R_1\rho}{R_2(R_1 + R_2 - \rho)}. \tag{12}$$

Также для построения динамической модели необходимо определить аналог угловой скорости сателлита φ_8' и аналоги линейных скоростей центров масс звеньев 6,8 (точка *C* на рис. 2) S_8' и звена 7 (точка *K* на рис. 2) S_7':

$$S_8' = \frac{\upsilon_C}{\omega_1} = \frac{\omega_1 \cdot AC}{\omega_1} = R_1 + R_2, \tag{13}$$

$$\varphi_8' = \frac{\omega_8}{\omega_1} = \frac{\upsilon_C}{R_2 \cdot \omega_1} = \frac{S_8'}{R_2} = \frac{R_1 + R_2}{R_2}, \tag{14}$$

$$S_7' = \frac{\upsilon_K}{\omega_1} = \frac{\omega_8 \cdot BK}{\omega_1} = \varphi_8' \cdot BK = \frac{(R_1 + R_2) \cdot BK}{R_2}. \tag{15}$$

Отрезок *BK* определяется из треугольника *BCK* (рис. 2):

$$BK = \sqrt{(a \cdot e)^2 + R_2^2 - 2 \cdot a \cdot e \cdot \cos(\varphi_7)}. \tag{16}$$

Таким образом, полученные уравнения кинематики (12) – (16) позволяют определить с помощью (3), (4) приведенный момент инерции механизма и его производную.

Приведенный момент сопротивления. На рабочий орган перемешивающего устройства действует полезное сопротивление перемешиваемой среды, которое влияет на законы движения звеньев механизма. Для построения и исследования динамической модели (1) необходимо найти момент силы, который возникает на рабочем органе под воздействием жидкости, а также привести его к звену приведения.

Момент сопротивления M_c зависит от того, какой режим движения жидкости наблюдается в реакторе. Параметром, определяющим ламинарный или турбулентный режим, является число Рейнольдса. Методика расчета данного параметра известна давно и широко применяется при решении не только исследовательских, но и производственных задач. Также в последнее время уточняются методики расчета для нестандартных аппаратов, например, с возвратно-поступательным [18] или возвратно-вращательным [19, 20] движением рабочих органов. При моделировании перемешивающего устройства с неравномерным движением без изменения направления вращения рабочего органа воспользуемся классической формулой для определения числа Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{nd^2\rho}{\mu}, \tag{17}$$

где n — частота вращения мешалки, об/с, d — диаметр рабочего органа, м, ρ — плотность перемешиваемой среды, кг/м^2, μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с .

В общем случае формула для расчета полезной мощности имеет вид:

$$N = K_N \rho \cdot n^3 \cdot d^5, \tag{18}$$

где K_N — критерий мощности, который определяется по кривым зависимости $K_N=f(Re)$ из справочной и научной литературы [21] или экспериментально.

Учитывая, что $N = M \cdot \omega$, и выполнив преобразования, формулу для определения момента сопротивления на рабочем органе можно представить в следующем виде:

$$M = B \cdot \omega^2, \tag{19}$$

где B — коэффициент сопротивления перемешиваемой среды.

Так как в исследуемом устройстве действует только момент сопротивления на рабочем органе, то формулу для определения приведенного момента сопротивления запишем в виде:

$$M_{nc} = M \cdot \varphi_3'. \tag{20}$$

Исходные данные для динамического анализа. В качестве примера исследовано перемешивающее устройство со следующими параметрами (номера звеньев соответствуют рис. 1б): $I_{дв}$ = 100 г·см^2 (двигатель); I_1 = 9,8 г·см^2; I_2 = 600 г·см^2; I_3 = 30,4 г·см^2; I_5 = 627 г·см^2; I_6 = 64 г·см^2, m_6 = 0,025 кг; I_7 = 564 г·см^2, m_7 = 0,09 кг; I_8 = 19,2 г·см^2, m_8 = 0,04 кг; I_{po} = 15 г·см^2, d_{po} = 0,09 м (рабочий орган); R_1 = 40 мм, R_2 = 10 мм, a = 25 мм, e = 0,28; B = 4,435·10^{-6}; допускаемый коэффициент неравномерности вращения [δ] = 0,05. Входной вал исполнительного механизма приводится в движение двигателем, скорость вращения которого ω_1 = 31,4 рад/с (n_1 = 300 об/мин).

Результаты численного моделирования. Построим графики зависимости приведенного момента инерции $I_{пр}(\varphi_1)$ и его производной $\frac{dI_{пр}}{d\varphi_1}$ от угла поворота входного звена согласно уравнениям (3), (4), с учетом принятых исходных данных (рис. 3).

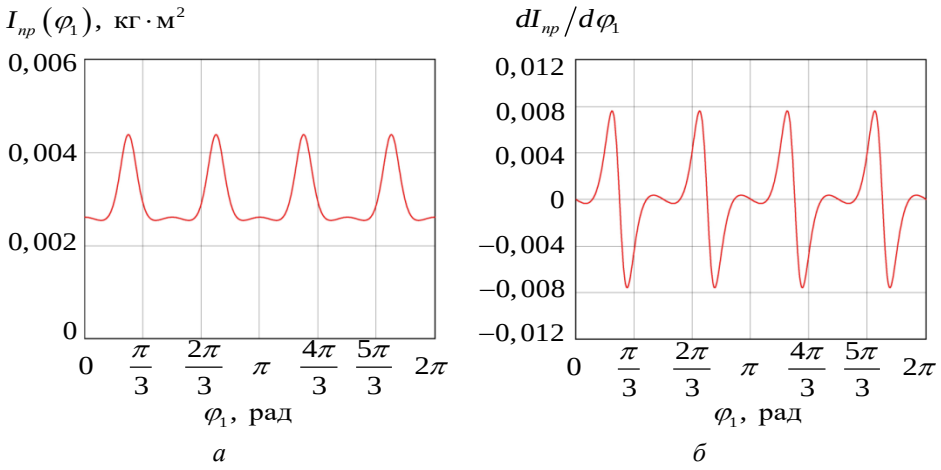


Рис. 3. Графики функций:

$а$ — $I_{пр}(\varphi_1)$; $б$ — $\dfrac{dI_{пр}}{d\varphi_1}$

В соответствии с выбранным методом энергомасс найдем приращение кинетической энергии ΔT:

$$\Delta T = A_д - A_c, \tag{21}$$

где $A_д$ — работа движущего момента, A_c — работа момента сопротивления.

Работы в (21) определятся:

$$A_д = M_{пд} \cdot \varphi_1, \tag{22}$$

$$M_{пд} = \frac{\int_0^{2\pi} M_{пс} d\varphi_1}{2\pi}, \tag{23}$$

$$A_c = \int_0^{\varphi_1} M_{пс} d\varphi_1. \tag{24}$$

Используя уравнения (21) – (24), получим графики изменения A_c, $A_д$, ΔT (рис. 4).

Угловая скорость звена приведения определится [17]:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2\Delta T - C_{\max} - C_{\min}}{I_{пр}}}, \tag{25}$$

где:

$$C_{\max} = \max\left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{пр}\omega_{ср}^2(1+[\delta])\right], \quad (26)$$

$$C_{\min} = \min\left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{пр}\omega_{ср}^2(1-[\delta])\right]. \quad (27)$$

Используя (25) – (27) и результаты расчета (рис. 3, 4), получим зависимость $\omega_1(\varphi_1)$. Используя исходные данные и значения $M_{пд}$ и ω_{10}, решим уравнение движения одномассовой механической системы (1) с помощью интерполяционной функции Эрмита третьего порядка. Полученный результат в виде графика функции $\omega_1(t)$ наложим на график, полученный традиционным для исследования машин методом энергомасс (рис. 5).

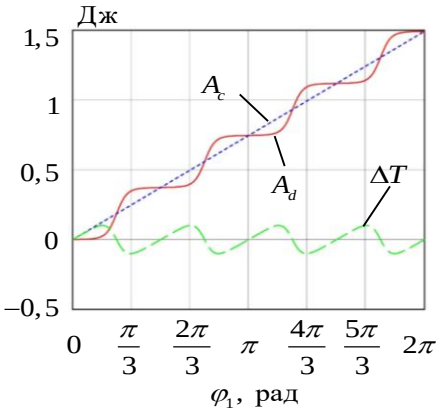


Рис. 4. Графики изменения A_c, $A_д$ и ΔT

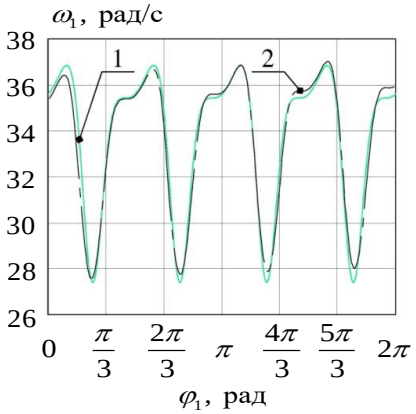


Рис. 5. Графики зависимости $\omega_1(\varphi_1)$, полученные различными методами:
1 — метод энергомасс;
2 — метод Эрмита

Из графика $\omega_1(\varphi_1)$ видно, что угловая скорость звена приведения не является постоянной величиной и колеблется вокруг среднего значения. Колебания скорости определяются внутрицикловым изменением передаточного отношения механизма с эллиптическими колесами и изменением нагрузки на рабочем органе. Неравномерность движения начального звена характеризуется коэффициентом неравномерности движения δ, который, в соответствии с [17], определится:

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{ср}}. \quad (28)$$

Предварительные расчеты показали, что значение коэффициента δ превышает допускаемое значение $[\delta]=0,05$. Следовательно, в исследуемом исполнительном механизме перемешивающего устройства требуется установить маховик.

Момент инерции маховика $I_{мах.}$ определится:

$$I_{мах.}=\frac{C_{\max}-C_{\min}}{[\delta]\cdot\omega_{ср}^2}. \qquad (29)$$

Подставляя в (29) C_{max}, C_{min}, $[\delta]$ и $\omega_{ср}$, получим требуемый момент инерции маховика. Зная маховик, определим угловую скорость звена приведения с учетом установки маховика:

$$\omega_1=\sqrt{\frac{I_{мах.}\cdot\omega_{ср}^2(1+[\delta])-2(C_{\max}-\Delta T)}{I_{мах.}+I_{пр}}}. \qquad (30)$$

Используя (30) и результаты предыдущих расчетов, построим график зависимости $\omega_1(\varphi_1)$. Представим на графике также численное решение уравнения (1) методом Эрмита с учетом момента инерции маховика (рис. 6).

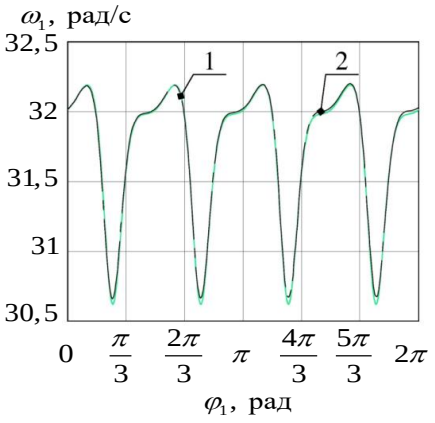
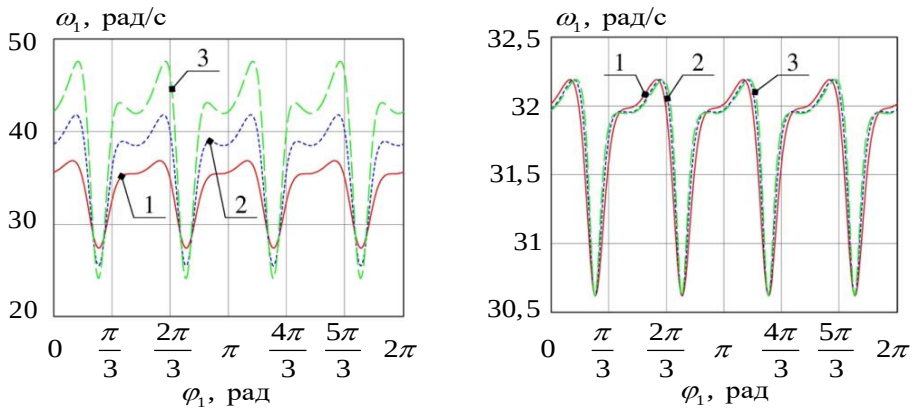


Рис. 6. Графики зависимости $\omega_1(\varphi_1)$ с учетом маховика, полученные различными методами:
1 — метод энергомасс; 2 —метод Эрмита

Как видно из графиков, установка маховика позволила уменьшить неравномерность движения звена приведения. Коэффициент неравномерности снизился до допускаемого значения $[\delta]=0,05$.

В качестве примера эффективного применения разработанной математической модели исследованы перемешивающие устройства с другими коэффициентами неравномерности движения рабочего органа. Реализация различных законов движения выходного звена исполнительного механизма осуществляется изменением эксцентриситета эллиптических колес 5 и 7: e_1 = 0,28, e_2 = 0,392, e_3 = 0,475. Графики функций $\omega_1(\varphi_1)$ без учета и с учетом маховика представлены на рис. 7.



а *б*

Рис. 7. Графики зависимостей $\omega_1(\varphi_1)$ для механизмов с различными эксцентриситетами:
1 — e_1 = 0,28; 2 — e_2 = 0,392; 3 — e_3 = 0,475
а — без учета маховика; *б* — с учетом маховика

Исследования показали, что при увеличении эксцентриситета пары эллиптических зубчатых колес и, соответственно, неравномерности вращения рабочего органа возрастает разброс значений $I_{пр}$, $M_{пс}$, ΔT, что приводит к увеличению неравномерности движения входного звена (вала двигателя).

Выводы. Построена и исследована одномассовая динамическая модель перемешивающего устройства, в качестве исполнительного механизма которого применена планетарная передача с эллиптическими зубчатыми колесами. Анализ представленной математической модели позволил выделить следующие результаты и выводы:

- получены законы движения звена приведения (входного вала механизма) с применением метода энергомасс и интерполяционной функции Эрмита третьего порядка;
- проведена оценка неравномерности вращения входного звена и определен момент инерции маховика для ее снижения;
- установлено, что увеличение эксцентриситета пары эллиптических зубчатых колес механизма и неравномерности движения рабочего органа приводит к увеличению неравномерности движения входного звена и момента инерции маховика.

Исследования показали сходимость законов движения, полученных различными методами. Результаты динамического анализа могут быть использованы при проектировании и расчете перемешивающих устройств, имеющих в составе привода предложенный планетарный исполнительный механизм.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и администрации Краснодарского края в рамках научного проекта № 19-41-233002.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М. *Перемешивание в жидких средах: физические основы и инженерные методы расчета*. Ленинград, Химия, 1984, 336 с.

[2] Мудров А.Г. Конструкции и модель смешения в аппаратах с мешалкой. *Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета*, 2018, № 1, с. 226–233.

[3] Torubarov N.N., Serov M.V., Malyshev R.M., Torubarov S.N. Design of actuator of the drives of nonstationary mixers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, vol. 54, no.7–8, pp. 552–559.

[4] Смелягин А.И., Приходько А.А. Кинематический анализ сложного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства. *Наука. Техника. Технологии (Политехнический вестник)*, 2014, № 4, с. 79–86.

[5] Ганиев Р.Ф., Ревизников Д.Л., Сухарев Т.Ю., Украинский Л.Е. Профилирование поверхностей рабочих элементов перемешивающих устройств. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2019, № 3, с. 3–9.

[6] Senda S., Komoda Y., Hirata Y., Takeda H., Suzuki H., Hidema R. Fluid Deformation Induced by a Rotationally Reciprocating Impeller. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 2014, vol. 47, no. 2, pp. 151–158.

[7] Senda S., Yamagami N., Komoda Y., Hirata Y., Suzuki H., Hidema R. Power Characteristics of a Rotationally Reciprocating Impeller. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 2015, vol. 48, no. 11, pp. 885–890.

[8] Мудров А.Г. О новой группе пространственных аппаратов с мешалкой. *Вестник Казанского ГАУ*, 2016, № 2, с. 77–82.

[9] Смелягин А.И., Сачков В.Г., Чусовитин Н.А. *Устройство для перемешивания*. Пат. Российская Федерация № 2113897, бюл. № 18.

[10] Torubarov N.N., Malyshev R.M., Serov M.V. Apparatus with intracyclic variation of the velocity of the anchor agitator. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, vol. 52, no. 5–6, pp. 379–385.

[11] Torubarov N.N., Malyshev R.M., Kolebanov A.V., Frantsuzov A.I., Rusinov V.V., Uskov A.A. Mixers with nonstationary motion of the stirrers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, vol. 52, no. 5–6, pp. 327–331.

[12] Приходько А.А., Коптева А.А. Структурный синтез исполнительных механизмов перемешивающих устройств с неравномерным движением рабочего органа. *Известия высших учебных заведений. Пищевая технология*, 2019, № 5–6, с. 87–90.

[13] Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Интегральный принцип в задачах динамического анализа переключений в автоматических коробках передач. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2017, № 5, с. 22–29.

[14] Брискин Е.С., Калинин Я.В., Малолетов А.В. Об оценке эффективности цикловых механизмов, *Изв. РАН. МТТ*, 2017, № 2, с. 13–19.

[15] Левитский Н.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Наука, 1979, 576 с.

[16] Брискин Е.С., Приходько А.А., Смелягин А.И. О математическом моделировании динамики планетарного возвратно-вращательного перемешивающего устройства. *Известия Волгоградского государственного технического университета*, 2017, № 14, с. 11–18.

[17] Смелягин А.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Новосибирск, Инфра-М, 2006, 262 с.

[18] Осипов А.В. Расчет амплитуды колебаний виброперемешивающих устройств. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 1979, № 7, с. 8–9.

[19] Приходько А.А., Смелягин А.И. Исследование затрат мощности в перемешивающем устройстве с возвратно-вращательным движением рабочего органа. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 3, с. 9–12.
[20] Приходько А.А., Смелягин А.И. Определение момента сопротивления среды на рабочем органе возвратно-вращательного перемешивающего устройства. *Инновации в машиностроении: Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции*, Кемерово, Изд-во КузГТУ, 2015, с. 516–519.
[21] Wójtowicz, R. Flow pattern and power consumption in a vibromixer. *Chemical Engineering Science*, 2017, vol. 172, pp. 622–635.

Статья поступила в редакцию 02.02.2020

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:
Приходько А.А., Коптева А.А. Моделирование динамики планетарного перемешивающего устройства с неравномерным вращательным движением рабочего органа. *Математическое моделирование и численные методы.* 2020. № 1. с. 88–102.

Приходько Александр Александрович — канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры «Наземный транспорт и механика» КубГТУ. Автор более 80 работ в области теории механизмов и машин, кинематики и динамики зубчатых передач с некруглыми колесами. SPIN-код 7461-8107, Scopus Author ID 8945461400, ORCID 0000-0002-3885-8235, Web of Science Researcher ID L-8075-2016. e-mail: sannic92@gmail.com.

Коптева Альбина Анатольевна — канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология продуктов из растительного сырья и парфюмерно-косметических изделий». Автор 20 работ в области технологий и оборудования для переработки растительного сырья. SPIN-код 5038-8162. e-mail: a.kopteva@mgutm.ru.

Modeling the dynamics of a planetary stirred tank with irregular rotational motion of the impeller

© A.A. Prikhodko[1], A.A.Kopteva[2]

[1]Kuban State Technological University, Krasnodar, 350072, Russia
[2]K.G. Razumovsky Moscow State University of technologies and management, Moscow, 109004, Russia

Article presents the results of mathematical modeling of the dynamics of a stirred tank with irregular motion of the impeller. The design of the apparatus with a stirrer is considered as a mechanical system with one degree of freedom, which is based on proposed by the authors planetary gear with elliptical wheels. The solution of the differential equation of motion of the stirred tank is proposed to be carried out by two methods: the energy-mass method and using the third-order Hermite interpolation function. There is presented a kinematic model of the mechanism, which describes the relationship between the geometric parameters of the links and allows you to bring the forces, masses and moments to the initial link. As an example, an analysis of the stirred tank according to the given initial data is carried out, there are calculated the moment of resistance on the impeller, the driving moment and the moment of inertia of the flywheel, which are of great

importance at the design stage of the machine. The laws of motion of the input link are determined and constructed without taking into account and taking into account the installation of the flywheel. The convergence of the results obtained by various methods is confirmed.

Keywords: *single-mass dynamic model, planetary gear, elliptical gears, law of motion, irregular motion, stirred tank*

REFERENCES

[1] Braginskiy L.N., Begachev V.I., Barabash V.M. *Peremeshivanie v zhidkikh sredakh: Fizicheskie osnovy i inzhenernye metody rascheta* [Mixing in liquid media: Physical fundamentals and engineering methods of calculation]. Leningrad, Khimiya Publ., 1984, 336 p.

[2] Mudrov A.G. *Izvestiya Kazanskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta — News of the KSUAE,* 2018, no. 1, pp. 226–233.

[3] Torubarov N.N., Serov M.V., Malyshev R.M., Torubarov S.N. Design of actuator of the drives of nonstationary mixers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, vol. 54, no.7–8, pp. 552–559.

[4] Smelyagin A.I., Prikhod'ko A.A. *Nauka. Tekhnika. Tekhnologii (Politekhnicheskiy vestnik) — Science. Engineering. Technology (Polytechnical Bulletin),* 2014, no. 4, pp. 79–86.

[5] Ganiev R.F., Reviznikov D.L., Sukharev T.Yu., Ukrainskiy L.E. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin — Journal of machinery manufacture and reliability*, 2019, no. 3, pp. 3–9.

[6] Senda S., Komoda Y., Hirata Y., Takeda H., Suzuki H., Hidema R. Fluid Deformation Induced by a Rotationally Reciprocating Impeller. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 2014, vol. 47, no. 2, pp. 151–158.

[7] Senda S., Yamagami N., Komoda Y., Hirata Y., Suzuki H., Hidema R. Power Characteristics of a Rotationally Reciprocating Impeller. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 2015, vol. 48, no. 11, pp. 885–890.

[8] Mudrov A.G. Vestnik Kazanskogo GAU — *Vestnik of Kazan State Agrarian University*, 2016, no. 2, pp. 77–82.

[9] Smelyagin A.I., Sachkov V.G., Chusovitin N.A. *Ustroystvo dlya peremeshivaniya* [Stirring device]. Patent RF no. 2113897, 1998.

[10] Torubarov N.N., Malyshev R.M., Serov M.V. Apparatus with intracyclic variation of the velocity of the anchor agitator. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, vol. 52, no. 5–6, pp. 379–385.

[11] Torubarov N.N., Malyshev R.M., Kolebanov A.V., Frantsuzov A.I., Rusinov V.V., Uskov A.A. Mixers with nonstationary motion of the stirrers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, vol. 52, no. 5–6, pp. 327–331.

[12] Prikhod'ko A.A., Kopteva A.A. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. *Pishchevaya tekhnologiya — News of institutes of higher education. Food Technology*, 2019, no. 5–6, pp. 87–90.

[13] Salamandra K.B., Tyves L.I. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin — Journal of machinery manufacture and reliability*, 2017, no. 5, pp. 22–29.

[14] Briskin E.S., Kalinin Ya.V., Maloletov A.V. *Izv. RAN. MTT — Proc. of the Russ. Acad. Sci. Mech. Rigid Body*, 2017, no. 2, pp. 13–19.

[15] Levitskiy N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1979, 576 p.

[16] Briskin E.S., Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta — Izvestiya VSTU*, 2017, no. 14, pp. 11–18.

[17] Smelyagin A.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Novosibirsk, Infra-M Publ., 2006, 262 p.
[18] Osipov A.V. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie — Chemical and Petroleum Engineering*, 1979, no. 7, pp. 8–9.
[19] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie — Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, no. 3, pp. 9–12.
[20] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Opredelenie momenta soprotivleniya sredy na rabochem organe vozvratno-vrashchatel'nogo peremeshivayushchego ustroystva [Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element]. *Innovatsii v mashinostroenii: Sbornik trudov VII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Innovations in Mechanical Engineering: Proceedings of the VII International Scientific and Practical Conference]. Kemerovo, KuzSTU Publ., 2015, pp. 516–519.
[21] Wójtowicz, R. Flow pattern and power consumption in a vibromixer. *Chemical Engineering Science*, 2017, vol. 172, pp. 622–635.

Prikhodko A.A., Cand. Sc. (Eng.); Senior Lecturer, Department of Land Transport and Mechanics, Kuban State Technological University, author of about 80 research publications in the field of theory of mechanisms and machines, kinematics and dynamics of gears with non-circular wheels. SPIN-code 7461-8107, Scopus Author ID 8945461400, ORCID 0000-0002-3885-8235, Web of Science Researcher ID L-8075-2016. e-mail: sannic92@gmail.com.

Kopteva A.A., Cand. Sc. (Eng.); Associate Professor, Department "Technology of products from plant materials and perfumes and cosmetics" of Moscow State University of technologies and management, author of about 20 research publications in the field of technologies and equipment for processing vegetable raw materials. SPIN-code 5038-8162. e-mail: a.kopteva@mgutm.ru.