

С. И. Дякин, аспирант  
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия;  
В. Г. Осетров, доктор технических наук, профессор  
Ижевский государственный технический университет

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЪЕМНО-ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ

*Проведен расчет динамики конструкции объемно-пульсирующего двигателя (ОПД), из которого выявлены технические характеристики и работоспособность конструкции применительно к биогазовым установкам.*

**Ключевые слова:** объемно-пульсирующий двигатель, биогаз, динамика двигателя, метод Баранова

Объемно-пульсирующий двигатель (ОПД) предназначен для обеспечения вращения генератора, вырабатывающего электроэнергию. Движение ОПД осуществляется за счет давления (0,15...0,2 МПа) биогаза, полученного в биореакторе. Отличительной особенностью ОПД является то, что он использует первоначальное давление газа, без дополнительных установок (компрессоров). Конструкция (патент 2306456) [1] состоит (рис. 1) из следующих деталей: 1 – маховик; 2 – коленчатый вал; 3 – кронштейн подшипника (приводное устройство); 4 – эластичный трубопровод выходной магистрали; 5 – корпус; 6 – крепления; 7 – сильфон; 8 – тройник-шатун; 9 – эластичный трубопровод входной магистрали.

В объемно-пульсирующем двигателе сильфон 7 своим подвижным торцам связан с приводным устройством 3. Входные и выходные магистрали 4, 9 выполнены из эластичных упругих материалов, выполняющих роль как затворных клапанов при их перегибе, так и распределительных устройств. Приводное устройство выполнено в виде кривошипно-шатунного механизма, включающего детали 2, 3, 1. Для обеспечения техники безопасности все устройство установлено в герметичную камеру.

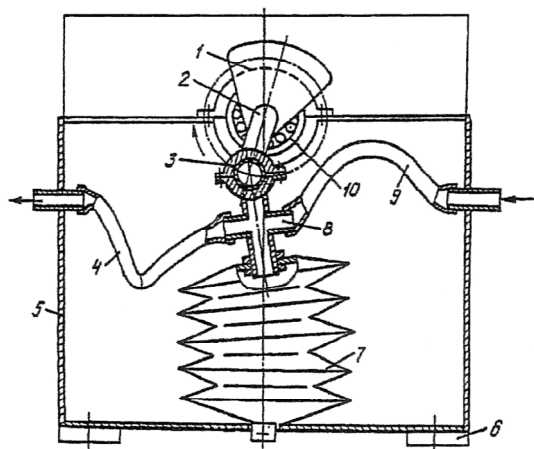


Рис. 1. Схема объемно-пульсирующего двигателя (ОПД)

Для расчета конструкции рассмотрим динамику данного двигателя, поэтому представим ОПД в виде модели кривошипно-шатунного механизма с двумя поршнями (рис. 2). В соответствии с моделью запишем дифференциальное уравнение движения машины с одной степенью свободы:

$$I \cdot \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI}{d\varphi} = M_{\text{дв}} - M_c, \quad (1)$$

где  $I$  – приведенный момент инерции системы;  $\varepsilon$  – угловое ускорение кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость кривошипа;  $M_{\text{дв}}$  – момент движущих сил;  $M_c$  – момент сил сопротивления.

Определим приведенный момент инерции системы по условию равенства кинетических энергий:

$$\frac{I_{\text{пр}} \cdot \omega^2}{2} = \frac{I_1 \cdot \omega^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2}, \quad (2)$$

где  $I_1$  – момент инерции кривошипа;  $I_2$  – момент инерции тройника относительно центра масс, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_2$  – угловая скорость тройника,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  $m_2$  – масса тройника, кг;  $V_{S_2}$  – скорость центра масс, м/с.

Массой сильфона пренебрежем, так как его инертность намного меньше инертности остальных частей.

$$I_{\text{пр}} = I_1 + I_2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left( \frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2. \quad (3)$$

Движение механизмов происходит под действием силы давления газов на днище ползуна (сильфона) (рис. 2) [1]:

$$P = p \cdot S, \quad (4)$$

где  $p$  – давление газов, Па;  $S$  – площадь сечения сильфона, м<sup>2</sup>.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (5)$$

Тогда момент движущих сил определяется по условию равенства мощностей:

$$P \cdot V_c = M_{\text{дв}} \cdot \omega, \quad (6)$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{P \cdot V_c}{\omega}. \quad (7)$$

Учтем, что момент сил сопротивления от генератора линейно зависит от угловой скорости:

$$M_c = A + B \cdot \omega. \quad (8)$$

Максимальное значение момента зависит от потребной мощности. Рассчитываем генератор на мощность  $P_{\text{max}} = 1$  кВт при частоте вращения:

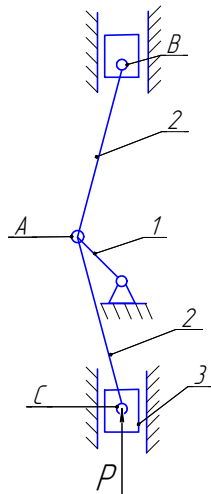


Рис. 2. Схема кривошипно-ползунного механизма

$$n = 1000 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \text{ или } \omega = \frac{\pi n}{30} \approx 100 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$P_{\max} = M_{\max} \cdot \omega \Rightarrow M_{\max} = \frac{P_{\max}}{\omega}, \quad (9)$$

$$M_{\max} = \frac{1 \cdot 10^3}{100} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (10)$$

В этом случае можно принять, что значения параметров  $A$  и  $B$  в формуле (8) соответственно равны:

$$A = 5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$B = \frac{10 - 5}{100} = 0,05 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}.$$

Получившееся нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка решаем численными методами, в частности, методом Баранова [2]:

$$I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI}{d\varphi} = P \frac{V_c}{\omega} - (A + B \cdot \omega). \quad (11)$$

Метод, разработанный Г. Г. Барановым, заключающийся в том, что угол поворота  $\varphi$  звена приведения разбивается на достаточно малые интервалы  $\Delta\alpha = -\Delta\beta$ , которые можно принять за шаг интегрирования. В каждом интервале  $\Delta\varphi$  заданные функции приведенных моментов движущих сил  $M_{\text{дв}}$  и сил сопротивления  $M_c$  считаются постоянными, а приведенный момент инерции  $I_{\text{п}}$  принимается изменяющимся линейно.

Обозначим левые части уравнений (12) обобщенно, в виде  $M(\varphi, \omega, t)$ , так как моменты  $M_{\text{дв}}$  и  $M_c$  могут быть функциями угла поворота  $\varphi$ , угловой скорости  $\omega$  и времени  $t$ . Тогда эти уравнения можно написать в общем виде так:

$$M_{\text{д}}(\varphi, \omega, t) - M_c(\varphi, \omega, t) = I_{\text{п}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{\text{п}}}{d\varphi}, \quad (12)$$

$$M(\varphi, \omega, t) = I_{\text{п}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{\text{п}}}{d\varphi}. \quad (13)$$

Так как

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\omega}{d\varphi} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi}, \quad (14)$$

то уравнение (13) можно представить в следующем виде:

$$M(\varphi, \omega, t) = I_{\text{п}} \omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{\text{п}}}{d\varphi}, \quad (15)$$

или

$$\frac{2 \cdot M(\varphi, \omega, t)}{\omega} d\varphi = 2 \cdot I_{\text{п}} \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{\text{п}}. \quad (16)$$

Заменим в уравнении (16)  $d\varphi$  шагом интегрирования  $\Delta\varphi$ . Тогда величина  $d\varphi$  приращения скорости может быть заменена разностью,  $(\omega_{i+1} - \omega_i)$ , а величина  $dI_{\text{п}}$  приращения приведенного момента инерции – разностью  $I_{\text{п}(i+1)} - I_{\text{п}i}$ , где  $i$  и  $(i + 1)$  – два положения звена приведения, соответствующие началу и концу интервала  $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$ .

С учетом сказанного уравнение (16) принимает вид:

$$\frac{2 \cdot M(\varphi_i, \omega_i, t_i)}{\omega_i} \Delta\varphi = 2I_{\text{п}i} (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i (I_{\text{п}(i+1)} - I_{\text{п}i}). \quad (17)$$

Решая уравнение (17) относительно угловой скорости  $\omega_{i+1}$ , получаем:

$$\omega_{i+1} = \frac{M(\varphi_i, \omega_i, t_i) \Delta\varphi}{I_{\text{п}i} \cdot \omega_i} + \frac{3 \cdot I_{\text{п}i} - I_{\text{п}(i+1)}}{2 \cdot I_{\text{п}i}} \omega_i. \quad (18)$$

Зная значения для  $M(\varphi_i, \omega_i, t_i)$ ,  $I_{\text{п}i}$ ,  $I_{\text{п}(i+1)}$  и  $\omega_i$  из формулы (17) при выбранном шаге интегрирования  $\Delta\varphi$ , можно определить угловую скорость  $\omega_{i+1}$ . Проводя шаг за шагом вычисления угловой скорости  $\omega_{i+1}$ , получаем функцию  $\omega = \omega(\varphi)$ .

Для определения времени  $t$  движения агрегата можно воспользоваться условием

$$dt = \frac{d\varphi}{\omega}. \quad (19)$$

Заменим в этом уравнении  $dt$  через разность  $t_{i+1} - t_i$ ,  $d\varphi$  – через шаг  $\Delta\varphi$  интервала и угловую скорость  $\omega$  – через ее среднее значение  $\frac{\omega_i + \omega_{i+1}}{2}$ . В таком случае можно написать:

$$t_{i+1} - t_i = \frac{2\Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (20)$$

откуда определяем время  $t_{i+1}$ :

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2\Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}. \quad (21)$$

Изложенный метод приближенного интегрирования может быть применен как в случае аналитического, так и в случае графического задания всех функций, входящих в уравнения (12).

Расчет угловой скорости машины был выполнен на ЭВМ при помощи программы Basik. Результаты выведены в виде графика (рис. 3).

На рис. 3 представлена циклическая зависимость вращения коленчатого вала. При рассмотрении динамики данного двигателя, как видно из графика, необходимо применить маховик с моментом инерции  $I = 0,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , тогда колебания будут сглажены.

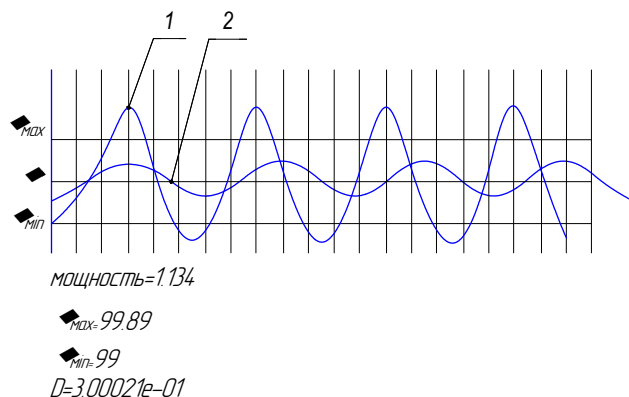


Рис. 3. График скоростной цикличности ОПД: 1 – без маховика; 2 – с маховиком

Расчет позволяет определить технические характеристики двигателя, с помощью которых можно выявить размерные связи в конструкции, а также работоспособность при различных давлениях биогаза.

#### Список литературы

1. Пат. 2 306 456 С2 Российская Федерация, МПК F04В 43/00 (2006.01). Двигатель / Гаврилов Л. И.; заявитель и патентообладатель Гаврилов Л. И., № 2005105442/06; Заявл. 28.02.2005; опубл. 20.09.2007 Бюл. № 26 28.02.2005.

2. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – ISBN 5-02-013810-X. – С. 344–349.

\* \* \*

S. I. Dyakin, Postgraduate, Izhevsk State Agricultural Academy

V. G. Osetrov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

#### Dynamics Analysis of Three-Dimensional Pulsing Engine

The dynamic of three-dimensional pulsing engine (TPE) was calculated. The technical features and efficiency of the engine construction for biogas application were revealed.

**Keywords:** three-dimensional pulsating engine, biogas, engine dynamics, Baranov's method

Получено 20.04.10