

**М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА**

## РАССЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА.

Запропоновано математичну модель робочого процесу гвинтового вибійного двигуна, що дозволяє проводити аналіз енергетичних характеристик гідромашини на початковій стадії проектування. Отримані залежності дозволяють здійснювати прогнозну оцінку енергетичних якостей проточної частини двигуна на різних режимах роботи. Математична модель дозволяє описувати робочий процес в проточній частині гідродвигуна на початковій стадії проектування або його модернізації. Модель дозволяє проводити аналіз впливу геометричних параметрів гідродвигуна на його енергетичні якості.

**Ключові слова:** гвинтовий вибійний двигун, енергетична характеристика, енергетичні якості, математична модель, проточна частина, об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Предложена математическая модель рабочего процесса винтового забойного двигателя, позволяющая производить анализ энергетических характеристик гидромашини на начальной стадии проектирования. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств проточной части двигателя на различных режимах работы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части гидродвигателя на начальной стадии проектирования или его модернизации. Модель позволяет проводить анализ влияния геометрических параметров гидродвигателя на его энергетические качества.

**Ключевые слова:** винтовой забойный двигатель, энергетическая характеристика, энергетические качества, математическая модель, проточная часть, объемный коэффициент полезного действия.

The mathematical model of the working process of screw downhole motor that allows for analysis of the energy characteristics of the hydraulic machine at the initial stage of design. The obtained dependences allow predictive assessment of the energy qualities of the engine at different operating modes. The mathematical model allows to describe the workflow in the flow path of the hydraulic motor at the initial stage of designing or upgrading it. The model allows the analysis of the influence of the geometric parameters of the hydraulic motor on its energy quality. The technique of determining the average gap between the teeth of the rotor and stator. This allows to determine the volumetric efficiency of the engine and to investigate the influence of operational and geometric parameters of hydraulic.

**Keywords:** downhole motor, energy characteristics, power quality, mathematical model, hydraulics, volumetric efficiency.

**Введение.** Одним из основных направлений повышения технико-экономических показателей бурения скважин, является широкое использование многозаходных винтовых забойных двигателей (ВЗД).

Однако, широкое внедрение новых высокоэффективных машин сдерживалось из-за малой долговечности и невысоких показателей энергетических и эксплуатационных характеристик, обусловленных несовершенством конструкции и технологии изготовления героторных механизмов.

При проектировании современных ВЗД используется многозаходный винтовой героторный механизм, представляющий собой цилиндрическую планетарную передачу внутреннего зацепления с разницей в числах зубьев статора и ротора равной единице и межосевым расстоянием, равным половине высоты зуба героторного механизма. Особенностью таких зубчатых передач является то, что с целью упрощения технологии изготовления, зубья статора выполняются на обкладке из эластомера, привулканизованного к внутренней стенке корпуса статора.

Героторный механизм имеет натяг в зацеплении для обеспечения высоких энергетических характеристик и создания дополнительного запаса на износ зубьев. Натяг является важнейшим параметром героторного механизма. Его отсутствие вызывает утечки промывочной жидкости, снижает КПД, крутящий момент и запас на износ героторного механизма.

Большая величина натяга приводит либо к заклиниванию механизма, либо к преждевременному разрушению зубьев из-за повышенных деформаций и

трения между зубьями статора и ротора.

Для обеспечения оптимального натяга с точки зрения наибольшей долговечности героторного механизма нужно выдерживать в заданных жестких пределах диаметральные размеры, профиль зубьев, окружной и осевой шага зубьев статора и ротора.

**Основная часть.** При проектировании винтовых забойных двигателей механическая  $\omega - M$  и гидромеханическая  $P - M$  характеристики строят пересчетом эталонной характеристики двигателя (рис. 1), близкого по диаметру и кинематическому отношению или по критериям подобия [1].

Энергетические характеристики – зависимость мощности и КПД от крутящего момента -  $N - M$ ;  $\eta - M$  рассчитывают по известным формулам:

$$N = 2\pi nM \quad (1)$$

$$\eta = \frac{N}{PQ} \quad (2)$$

По построенным характеристикам определяют перепады давления в холостом  $P_x$  и тормозном  $P_t$  режимах; холостую частоту вращения  $n_x$  и тормозной момент  $M_t$  при заданном расходе жидкости  $Q$ .

Однако, для учета влияния геометрических параметров двигателя на его характеристики необходимо иметь теоретические зависимости, показывающие связь этих параметров с энергетическими характеристиками гидромашини.

Для этого строится математическая модель рабочего процесса. Рассмотрим образование крутящего момента на роторе двигателя.

В общем случае сила  $dF$  (рис. 2) равна:

$$dF = \frac{PDt}{2\pi} \sin \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (3)$$

Выражение (3) получено с учетом того, что на длине шага ротора длина площадки с достаточной степенью точности описывается гармонической зависимостью [1, 2]:

$$L_p = D \sin \frac{\varphi_2}{2} \quad (4)$$

где  $D$  – расчетный диаметр

Расчетным диаметром является диаметр статора по выступам зубьев

$$D = D_k - 4e \quad (5)$$

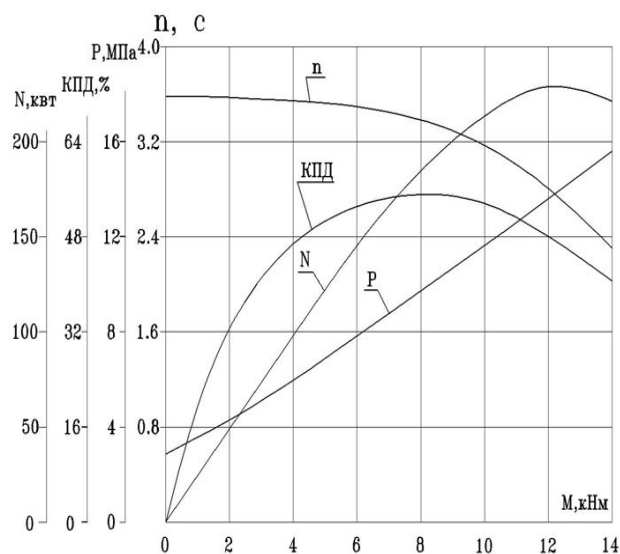


Рис. 1 – Типовая характеристика винтового забойного двигателя

А элементарная сила равна:

$$dF = PL_p dz \quad (6)$$

где:

$$dz = \frac{t}{2\pi} d\varphi_2 \quad (7)$$

Однако, для учета влияния геометрических параметров двигателя на его характеристики необходимо иметь теоретические зависимости, показывающие связь этих параметров с энергетическими характеристиками гидромашин.

$$dF_x = dF \cos \beta = \frac{PDt}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (8)$$

$$dF_y = dF \sin \beta = \frac{PDt}{4\pi} \sin \varphi_2 d\varphi_2$$

где:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_2}{2} \quad (9)$$

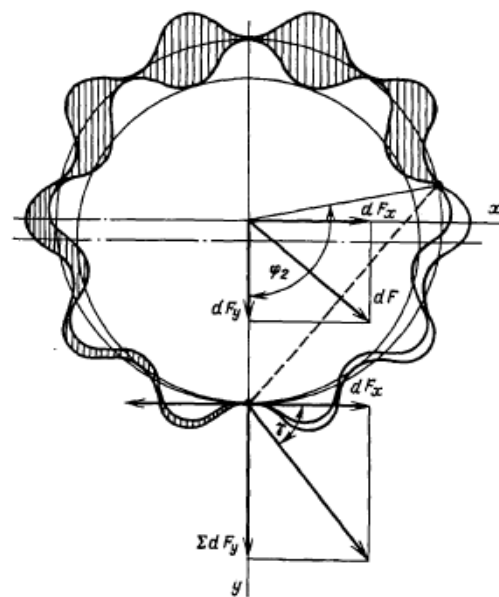
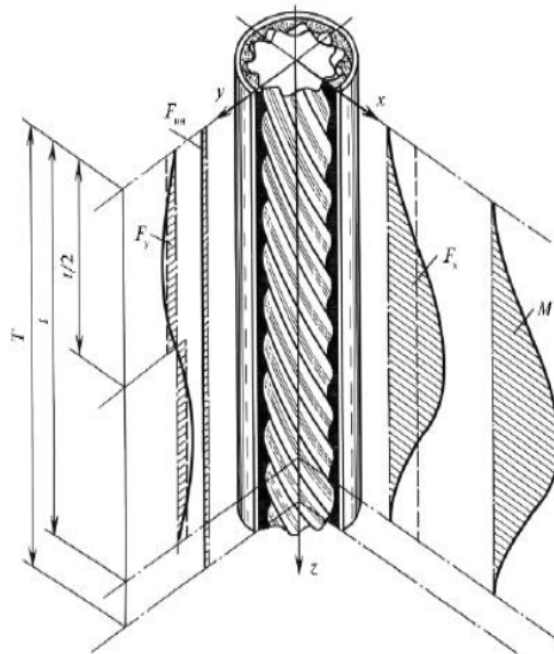


Рис. 2 – Силы и моменты в рабочих органах винтового забойного двигателя

Элементарный крутящий момент двигателя равен

$$dM = dF_x h \quad (10)$$

где:  $h$  – плечо силы,  $h = D_1/2$

$D_1$  – диаметр начальной окружности статора.

$$D_1 = 2ez_1 \quad (11)$$

После подстановки в (10) выражений (8) и (11) получим:

$$dM = \frac{PDtez_1}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (12)$$

После интегрирования выражения для сил и момента принимают вид:

$$F_x = PD \frac{t}{2} \quad (13)$$

$$F_e = PD \frac{t}{2\pi} \quad (14)$$

$$M = PD e z_1 \frac{t}{2} \quad (15)$$

Выражение (15) представляет собой линейную функцию  $M = f(P)$ , что близко к экспериментальным исследованиям (Рис. 1).

Для расчета энергетических характеристик двигателя необходимо учесть потери энергии.

В винтовом забойном двигателе выделяют три вида потерь энергии [3, 1]:

- механические потери на трение в рабочих органах двигателя, шарнирном соединении и опорах шпинделя;
- объемные потери, обусловленные утечками жидкости в рабочих органах;
- гидравлические потери при течении жидкости в каналах и других проточных элементах двигателя.

Соответственно КПД двигателя равен:

$$\eta = \eta_m \eta_r \eta_o \quad (16)$$

где:  $\eta_m$  – механический кпд;

$\eta_r$  – гидравлический кпд;

$\eta_o$  – объемный кпд;

При исследовании характеристик винтового забойного двигателя довольно сложно отделить механический кпд от гидравлического, по этому для их оценки используется гидромеханический кпд:

$$\eta_{ГМ} = \eta_m \eta_r \quad (17)$$

Методика его оценки приведена в работе [1, 4].

Проведем оценку объемного кпд, как наиболее сильно влияющего на форму энергетической характеристики двигателя.

$$\eta_o = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} \quad (18)$$

где  $\Delta Q$  – объемные утечки в рабочих органах гидродвигателя.

Объемные потери возникают вследствие перетекания жидкости из камер с высоким давлением в камеры с низким давлением через зазор между ротором и статором.

Рассчитаем величину осредненного зазора между ротором и статором.

Если не учитывать перераспределение первоначального натяга на выступах и впадинах зубьев под действием упругих сил в обкладке статора, то радиальный зазор в  $i$ -ой точке контакта, измеренный по направлению нормали (см. рис. 3), для рабочих органов с любым кинематическим отношением составляет

$$\theta_i = u \sin \alpha_i - \frac{\delta}{2} \quad (19)$$

Средний расчетный зазор по длине проточной части первой контактной линии (по двум характерным сечениям):

$$\theta_{cp}^* = \frac{\sum_{i=1}^{j_1+j_2} \theta_i}{j_1 + j_2} \quad (20)$$

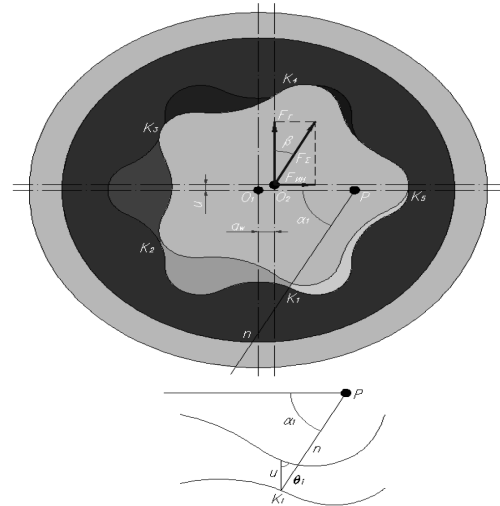


Рис. 3 – Зазор между ротором и статором

С другой стороны, среднеинтегральный зазор по длине проточной части первой контактной линии

$$\theta_{cp} = \frac{1}{F_{\varphi_2}} \int \theta d\varphi_2 \quad (21)$$

где  $\varphi_2$  – угол поворота сечения ротора;  $F_{\varphi_2}$  – угловой период,

$$F_{\varphi_2} = \pi - \Delta\varphi_{откр} - \Delta\varphi_{закр} \quad (22)$$

Пределы интегрирования в общем случае, когда рабочие органы установлены с натягом, рассматриваются от  $\Delta\varphi_{откр}$  до  $\pi - \Delta\varphi_{закр}$

В случае идеального зацепления без первоначального натяга  $F_{\varphi_2} = \pi$ , а пределы интегрирования берутся от 0 до  $\pi$ .

Величины  $\Delta\varphi_{откр}$ ,  $\Delta\varphi_{закр}$  представляют собой углы поворота сечения ротора относительно характерных положений профилей ( $\varphi_2 = 0$  и  $\varphi_2 = 180^\circ$ ), соответствующие фазам раскрытия и закрытия рассматриваемой точки контакта при данном натяге («запаздывание» раскрытия и закрытия зазора). В настоящей модели в первом приближении принимается, что  $\Delta\varphi_{откр} = \Delta\varphi_{закр} = \Delta\varphi$ .

Тогда, подставляя в (21) выражения (22) и (19), после интегрирования получаем, что среднеинтегральный зазор не зависит от кинематического отношения:

$$\theta_{cp} = \frac{1}{F_{\varphi_2}} \int \theta d\varphi_2 = \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi} \int_{\Delta\varphi}^{\pi - \Delta\varphi} \left( u \sin \alpha - \frac{\delta}{2} \right) d\varphi_2 =$$

$$= \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi} \int_{\Delta\varphi}^{\pi - \Delta\varphi} \left( u \cos \frac{\varphi_2}{2} - \frac{\delta}{2} \right) d\varphi_2 = \frac{2u}{\pi - 2\Delta\varphi} \times$$

$$\left( \cos \frac{\Delta\varphi}{2} - \sin \frac{\Delta\varphi}{2} \right) - \frac{\delta}{2} = \frac{2u}{\pi} \times$$

$$\times \left[ \frac{\pi}{\pi - 2\Delta\varphi} \left( \cos \frac{\Delta\varphi}{2} - \sin \frac{\Delta\varphi}{2} \right) - \frac{\pi\delta}{4u} \right] \quad (23)$$

Так как ширина щели (зазора) в поперечном сечении весьма незначительна, то процесс утечки следует рассматривать как истечение жидкости из диафрагмы протяженной винтообразной конфигурации с переменной кривизной сопряженных поверхностей. В этом случае скорость истечения в зазоре:

$$v = \mu \sqrt{\frac{2P_k}{\rho}} \quad (24)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, зависящий от конфигурации щели и характера течения жидкости,  $\mu = \varphi$  так как сжатие потока утечек не учитывается.

Поскольку объемные потери определяются утечками через контактные линии, необходимо принимать во внимание, что контактные линии в рабочем цикле двигателя при вращении ротора непрерывно перемещаются от входа к выходу со скоростью

$$W = z_2 T_n \quad (25)$$

где  $T$  – шаг винтовой поверхности статора.

Эта скорость достигает больших значений (15–25 м/с – у двигателей), и пренебрегать ею нельзя. В этой связи движение жидкости в щели происходит в результате суммарного эффекта – от перепада давления и фрикционного воздействия подвижной линии.

С учетом влияния фрикционного воздействия линии контакта скорость утечки представляет собой скорость истечения жидкости относительно подвижной контактной линии:

$$\vec{u} = \vec{v} - \vec{w} \quad (26)$$

В двигателях направление движения контактной линии (от высокого давления к низкому) совпадает с направлением течения жидкости в зазорах.

Вследствие этого с увеличением частоты вращения расход утечек двигателя падает.

Если пренебречь движением контактной линии, то аналитическая зависимость объемного КПД имеет вид [1, 5]:

$$\eta_o = 1 - \frac{\mu S}{V} \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (27)$$

где:  $S$  – площадь щели

Таким образом можно рассчитать объемный КПД гидродвигателя и построить его энергетические характеристики.

Учет перемещения линии контакта ротора и статора на объемные протечки осуществляется введением эмпирической поправки [1].

#### Выводы:

1. Полученные результаты позволяют судить о энергетических качествах гидромашин на начальной стадии проектирования.
2. Расчетным путем представляется возможным провести сравнительный анализ энергетических качеств различных двигателей.

#### Список литературы

1. Балденко Д. Ф. Одновинтовые гидравлические машины. Том 2. Винтовые забойные двигатели. Ф. Д Балденко., А. Н. Гноевых М., ИРЦ «Газпром», 2006.
2. Балденко Ф. Д. Расчеты бурового оборудования. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 428 с.
3. Балденко Д. Ф. Винтовые забойные двигатели. Справочное пособие Ф. Д Балденко., А. Н. Гноевых М.: ОАО «Издательство «Недра», 1999. – 375 с
4. Гусман М. Т. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С. С. Никомаров – М.: Недра, 1981. 232 с.
5. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. Под общей ред. А. М. Гусмана и К. П. Порожского. Научное издание, Екатеринбург, 2002.

#### References (transliterated)

1. Baldenko, D.F., F.D Baldenko and A.N. Gnoevyh *Odnovintovyye gidravlicheskie mashiny. Vol. 2. Vintovyye zaboynyye dvigateli.* Moscow: IRC «Gazprom», 2006. Print.
2. Baldenko, F.D. *Raschety burovogo oborudovaniya.* Moscow: RGU nefti i gaza imeni I.M. Gubkina, 2012. Print.
3. Baldenko, D.F., F.D Baldenko and A.N. Gnoevyh, *Vintovyye zaboynyye dvigateli. Spravochnoe posob.* Moscow: ОАО «Izdatel'stvo «Nedra», 1999. Print.
4. Gusman, M.T., et al. *Zaboynyye vintovyye dvigateli dlja bureniya skvazhin.* Moscow; Nedra, 1981. Print.
5. Gusmana, A.M and K.P. Porozhskogo *Burovyye komplekxy. Sovremennyye tehnologii i oborudovanie.* Pod obshhej red. Nauchnoe izdanie, Ekaterinburg, 2002. Print.

Поступила (received) 15.04.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Расчет энергетических характеристик винтовых забойных двигателей на базе усовершенствованной математической модели рабочего процесса. / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 38–42. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Расчет энергетических характеристик винтовых забойных двигателей на базе усовершенствованной математической модели рабочего процесса. / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник

НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 38–42. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

**The calculation of the energy characteristics of the downhole drilling motors on the basis of advanced mathematical model of workflow./ M. B. Marakhovsky, A. I. Gasiyk, M. M. Kuznechova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 38–42. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.**

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Мараховський Михайло Борисович** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

**Мараховский Михаил Борисович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

**Marakhovsky Mikhail Borisovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

**Гасюк Олександр Іванович** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

**Гасюк Александр Иванович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

**Gasiyk Alexander Ivanovich** –Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel. (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

**Кузнєцова Марія Максимівна** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Інтегровані технології, процеси і апарати»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.

**Кузнєцова Мария Максимовна** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.

**Kuznechova Mariya Maximovna** –Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", chief lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment"; tel. (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.