

Мендебает Т.Н., Смашов Н.Ж. (ТОО «Научно-внедренческий центр Алмас», Казахстан)

### КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ДВУХКАМЕРНОЙ РОТОРНОЙ ГИДРОМАШИНЫ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН С БОКОВЫМИ СТВОЛАМИ

*Объект исследования — конструктивная схема двухкамерной роторной гидромашин для бурения многозабойных скважин, возможности для достижения высоких энергетических характеристик. Анализ действующих схем забойных гидромашин в области бурения скважин и условий их применения показали, что по конструктивному исполнению и технологическим возможностям для проводки многозабойных скважин наиболее приемлемой представляется роторная гидромашин. Для изучения выбрана схема роторной гидромашин, где предусмотрены преобразования силы веса столба рабочей жидкости в момент вращения, увеличение длины плеча моментов сил, повышения значения пускового момента гидромашин в работу. Установлены зависимости момента вращения от величины угла атаки потока, расхода и веса столба жидкости, длины плеча. Указаны ресурсы совершенствования схемы оценки технологических преимуществ. **Ключевые слова:** бурение, скважина, ствол, забой, схема, ротор, гидромашин, двухкамерная, момент силы, жидкость.*

Mendebaev T.N., Smashov N.J. (Association with limit liability «Scientifically-promotional center Almas», Kazakhstan)

### DESIGN FEATURES AND TECHNOLOGICAL CAPABILITIES OF DUAL-CHAMBER ROTARY HYDRAULIC MACHINE FOR DRILLING WELLS WITH LATERAL TRUNKS

*The object of the study is a constructive scheme of a two-chamber rotary hydraulic machine for drilling multi-hole wells, the possibility to achieve high energy characteristics. The analysis of the existing schemes of downhole hydraulic machines in the field of drilling wells, the conditions of application showed that the design and technological capabilities for the wiring of multi-hole wells is the most acceptable rotary hydraulic machine. To study the selected scheme of the rotor hydraulic machine, which provides for the conversion of the weight of the column of the working fluid at the time of rotation, increasing the length of the shoulder moments of force, increasing the value of the starting torque of the hydraulic machine in operation. The dependence of the torque on the magnitude of the angle of attack of the flow rate and weight of the liquid column, the length of the shoulder. Resources of improvement of the scheme, assessment of technological advantages are specified. **Keywords:** drilling, well, trunk, bottom hole, circuit, rotor, hydraulic machine, two-chamber, moment of force, liquid.*

Успешное решение многоцелевой задачи современного недропользования бурением многозабойных скважин с применением забойных гидромашин возможно

при использовании в их схемах известных физических принципов и эффектов по новому назначению.

Помимо значительного сокращения энергозатрат, это факторы, стимулирующие работы по созданию и совершенствованию схем гидромашин применительно к сооружению многозабойных скважин, а также технологические возможности по существенному снижению трудоемкости и затратности операции резки и отхода бокового ствола от основной скважины. Они обусловлены возможностью вращения породоразрушающего инструмента без вращения бурильной колонны, малой длиной, вписываемостью в радиус кривизны резки бокового ствола, формированием последнего без осложнений.

Анализ действующих схем забойных гидромашин в области бурения скважин в мире, условий их применения, технических и энергетических характеристик показали, что по конструктивному исполнению и технологическим возможностям для проводки многозабойных скважин наиболее приемлемой представляется схема роторной гидромашин с лопастями.

Первый образец роторной гидромашин с лопастями был испытан в Федеративной Республике Германии [4]. Однако он оказался недостаточно работоспособным из-за громоздких размеров по длине и низкой износостойкости элементов. В США позже был предложен усовершенствованный двигатель того же типа, известный под названием «Момо-Дрилл» [5]. Ни одна из этих схем роторной гидромашин не нашла промышленного применения при бурении скважин в силу низких значений энергетических характеристик [3].

Момент силы на валу роторной гидромашин определяется средним радиусом и суммарной рабочей площадью лопастей. Неизбежный малый радиус может компенсироваться увеличением рабочей площади лопастей за счет их высоты и объединением нескольких статоров при едином роторе.

Главное преимущество схем роторной гидромашин по сравнению с известными типами забойных гидромашин (турбины, винтовые) — это возможность максимального использования энергии рабочей жидкости для достижения высоких энергетических характеристик при меньшей длине. Реализация этой возможности предусмотрена в новой схеме роторной гидромашин путем преобразования силы веса (энергии) столба рабочей жидкости в момент вращения корпуса, тем самым увеличения длины плеча моментов сил, повышения значения пускового момента гидромашин в работу, образование дополнительного момента сил за счет разности окружной скорости вращения корпуса и рабочей жидкости, формы каналов реактивного истечения последней [1].

Данная схема стала конструктивной основой двухкамерной роторной гидромашин. Она содержит корпус, состоящий из верхней и нижней частей, разъемно-жестко соединенных между собой (рис. 1, 2).

Верхняя часть корпуса посажена на опору скольжения (не показана) и представляет собой цилиндр 1 соосный с внутренним цилиндром 2, жестко связанные

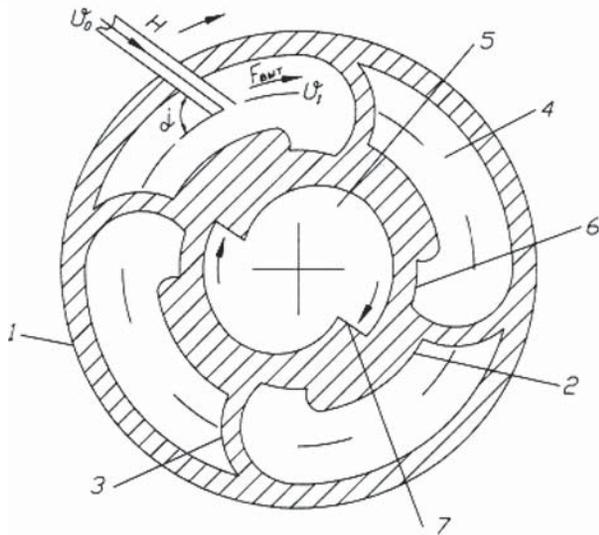


Рис. 1. Верхняя часть корпуса двухкамерной роторной гидромашины

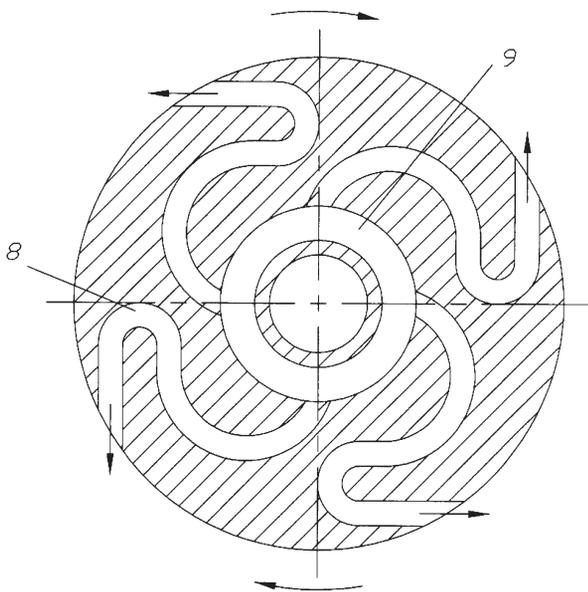


Рис. 2. Нижняя часть корпуса двухкамерной роторной гидромашины

полуцилиндрическими лопастями 3, образующие кольцевую полость 4 с дном, сообщающимся с центральным каналом 5 через проемы 6. Внутренняя поверхность центрального канала 5 ниже проемов 6 оснащена полярно-поперечными уступами 7 по направлению вращения корпуса.

На нижней части корпуса выполнены криволинейные канавки 8 горизонтальными участками, исходящие из полости 9, соосной с центральным каналом 5 и выходящие в затрубное пространство обратного вращения корпуса.

**Принцип действий:** Направлением столба рабочей жидкости высотой  $H$ , наклонно, под острым углом  $\alpha$  по направлению вращения корпуса на дно кольцевой полости 4, образованное цилиндрами 1 и 2 верхней части корпуса, за счет веса появляется выталкиваю-

щая сила, преобразуемая в момент силы корпуса, усиленная последующими воздействиями на внутренние поверхности полуцилиндрических лопастей 3.

Здесь в силу наличия проемов 6 на дне кольцевой полости 4 происходит кратковременное задержание потоков рабочей жидкости, сопровождающееся ростом давлений и значений пускового момента двухкамерной роторной гидромашины в работу.

Далее рабочая жидкость из кольцевой полости 4 через проемы 6 меньшей высоты, чем стенки последней перетекает в центральный канал 5 внутренней камеры, где при превышении окружной скорости вращения рабочей жидкости над скоростью вращения корпуса, сила давлений будет приложена на полярно-поперечные уступы 7, с образованием дополнительного момента сил на корпусе.

Из центрального канала 5 рабочая жидкость поступает в полость 9 и по криволинейным канавкам 8, приложением скоростного напора на их внешние стенки при повороте, из нижней части 2 корпуса выходит в обратном направлении вращения, создавая суммарный момент силы скоростного напора и реактивного истечения.

Для выполнения расчетов по определению значений энергетических характеристик гидромашины в зависимости от величины угла атаки  $\alpha$ , высоты столба рабочей жидкости  $H$  и длины плеча моментов сил  $h$  при различных расходах  $Q$  и давлении  $P$  рабочей жидкости, была использована схема со стандартным наружным диаметром корпуса — 195 мм.

Применительно к схеме при приложении потока несжимаемой, невязкой жидкости на плоскую стенку под углом атаки  $\alpha$ , согласно интегральной теореме Эйлера и сохранению импульса, движение жидкости описывается [2]:

$$m \cdot \mathcal{G}_0 = m \cdot \mathcal{G}_1 + P_0,$$

где  $\mathcal{G}_0$  — скорость струи жидкости до взаимодействия с поверхностью,  $\mathcal{G}_1$  — скорость струи жидкости после взаимодействия с поверхностью,  $P_0$  — импульс на дно корпуса после взаимодействия с потоком жидкости,  $m$  — масса жидкости.

Проекция сил на ось OX:

$$m \cdot \mathcal{G} \cdot \sin \alpha = -m \cdot \mathcal{G} \cdot \sin \alpha + P_0,$$

отсюда,  $P_0 = 2 \cdot m \cdot \mathcal{G} \cdot \sin \alpha$ .

Сила, с которой поток действует на дно кольцевой полости:

$$F_{\mathcal{G}} = \frac{\Delta p}{\Delta t} \quad (1),$$

где  $\Delta p$  — изменение импульса некоторой массы воды за время  $\Delta t$ .

После встречи с дном кольцевой полости поток жидкости приобретает скорость, направленную вдоль поверхности дна в сторону полуцилиндрических лопастей:

$$\Delta P_0 = 2 \cdot \Delta m \cdot \mathcal{G} \cdot \sin \alpha \quad (2)$$

**Таблица 1**  
**Энергетические параметры двухкамерной роторной гидромашины**

Параметры	$\alpha=30^\circ$			$\alpha=45^\circ$			$\alpha=60^\circ$		
	Q, л/мин			Q, л/мин			Q, л/мин		
	60	80	100	60	80	100	60	80	100
$F_{\text{выт}}, \text{Н}$	1853	3089	6173	1311	2185	4367	1070	1783	3564
$M, \text{Н} \cdot \text{м}$									
h=140мм	252,4	432,4	864,2	183,5	305,9	611,38	149,8	249,6	498,9
h=150мм	277,95	463,3	926	196,6	327,7	655,0	160,5	267,4	535
h=160мм	296,5	492,2	987,7	209,7	349,6	698,7	171,2	288,3	570,2

**Таблица 2**  
**Сравнительные технические и энергетические характеристики опытного образца ДРГМ-195 и серийного турбобура Т12МЗБ-195**

Гидро-машины	Диаметр корпуса, мм	Длина, мм	Масса, кг	Расход рабочей жидкости, л/мин	Диаметр бурения скважин, мм	Момент силы, Н·М	Перепад давлений, МПа
ДРГМ-195	195	580	48	60–100	215,9–224,5	864,2–987 при $\alpha=30^\circ$	2,8–3,2
Т12МЗБ-195	195	8060	1440	2700–3000	215,9–224,5	714–882	2,9–3,6

$$\Delta m = \rho \cdot Q \cdot \Delta t \quad (3)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости,  $Q$  — расход жидкости.

С учетом (2) и (3) выражение (1) примет вид:

$$F_g = 2 \cdot \rho \cdot Q \cdot g \cdot \sin \alpha.$$

Возьмем проекцию на ось ОУ:

$$F_g = 2 \cdot m \cdot g + F_{\text{выт}} \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

При этом вес столба жидкости:

$$G = \rho \cdot g \cdot s \cdot H \quad (5)$$

где  $s$  — площадь сечения,  $H$  — высота столба жидкости.

Из формул (4) и (5) выталкивающая сила будет:

$$F_{\text{выт}} = \frac{m \cdot Q}{\sin \alpha} + F_g.$$

Момент силы на корпусе:

$$M = F_{\text{выт}} \cdot h,$$

где  $h$  — длина плеча момента сил.

Расчетные энергетические параметры двухкамерной роторной гидромашины (ДРГМ-195) приведены в табл. 1.

Теоретические расчеты энергетических характеристик двухкамерной роторной гидромашины ДРГМ-195 показали, что их наибольшие значения достигаются под углом атаки  $\alpha=30^\circ$  и длины плеча моментов сил  $h=160$  мм. Эти данные легли в основу конструкторно-технологической документации при изготовлении опытного образца гидромашины.

Эксперименты для установления работоспособности гидромашины и проверки результатов теоретических расчетов были проведены на буровом стенде, оснащенный контрольно-измерительными приборами

и промывочным насосом НБЗ-320/63.

При этом для ведения визуального наблюдения за гидродинамикой силового взаимодействия потока рабочей жидкости с элементами гидромашины, верхняя часть корпуса двухкамерной роторной гидромашины по-вариантно была изготовлена из прозрачного материала. Это позволило увидеть момент пуска гидромашины в работу, проследить за вращением потока во внутренней камере, в каналах выхода из нижней части 2 корпуса, обнаружить застойные зоны, обозначить объекты будущих исследований и

совершенствования.

Ниже в табл. 2 приведены сравнительные технические характеристики опытного образца ДРГМ-195 и серийного турбобура Т12МЗБ-195.

Из данных табл. 2 следует, что при значениях на порядок меньших по длине, массе и расходу рабочей жидкости по сравнению с серийными турбобурами Т12МЗБ-195, двухкамерная роторная гидромашинка только за счет направленной силы веса рабочей жидкости имеет примерно одинаковые с ними моменты сил.

Отметим, что с ростом глубины скважин также растет и вес столба рабочей жидкости, следовательно и момент силы на вращающемся корпусе. Тем самым негативный фактор глубины скважин в работе серийных забойных гидромашин в новой схеме становится позитивным.

Безотказность и устойчивость работы опытного образца гидромашины в лабораторных условиях, достижение высоких оборотов и моменты силы на корпусе, указывают, что на основе схемы может быть создано эффективное средство для бурения многозабойных, глубоких скважин, способное внести заметные изменения в отрасль бурового машиностроения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Патент РФ № 2660667. Способ бурения скважин / Т.Н. Мендебаев; опуб.09.07.2018. — Бюлл. № 19.
2. Шашин, В.М. Гидромеханика / В.М. Шашин. — М.: Высшая школа, 1990. — С. 84–86.
3. Jurgens, R. Down hole motors. Technological status and development trends / R. Jurgens. Preprint of a paper given at the Jth International Symposium, Celle, BRD, 1978.
4. Studic zur Entwicklung eines vorortrantrilbes nach dem system Dyna-Drill. Freiberg Bergacademic, 1969.
5. Techirky, T.E. New developments in down-hole motor for Improved drilling performance / T.E. Techirky // Petroleum Technology, 1978. — Vol. 30. — № 7. — PP. 993–997.

© Мендебаев Т.Н., Смашов Н.Ж., 2019

Мендебаев Токтамыс Нусипхулович // nvc\_almas@mail.ru  
Смашов Нурлан Жаксибекович // nur\_cm@mail.ru