

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО И ОБЪЁМНОГО НАСОСОВ

В.В. КУЛИКОВ

*Российский государственный геологоразведочный университет
117997, Россия, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, 23; e-mail: mechanica.mgri@yandex.ru*

При транспортировании флюида насосом, имеющим постоянную объёмную подачу, взаимное влияние потерь давления на различных участках гидравлической магистрали отсутствует. При перемещении флюида центробежным насосом изменение геометрического сопротивления (сужение, расширение, поворот магистрали) на любом участке движения флюида вызывает изменение потерь давления на каждом из участков и в магистрали в целом. Объёмную производительность центробежного насоса можно определить путём приравнивания аналитического выражения гидравлической характеристики насоса в виде уравнения квадратической регрессии и уравнения, описывающего гидравлическую характеристику магистрали.

К л ю ч е в ы е с л о в а: центробежный насос; объёмный насос; характеристика насоса; характеристика гидравлической сети; гидравлическое сопротивление; давление; объёмная производительность.

COMPARATIVE ANALYSIS OF WORK OF CENTRIFUGAL AND DISPLASMENT PUMPS

V.V. KULIKOV

*Russian State Geological Prospecting University
117997, Russia, Moscow, Miklouho-Maklay' street, 23, e-mail: mechanica.mgri@yandex.ru*

While transporting the fluid by the pump with constant volumetric supply, the reciprocal effect of pressure loss at different parts of hydraulic line is absent. While transporting the fluid by centrifugal pump, changing of geometrical resistance (contraction, expansion, rotation of the line) at any part of the fluid moving causes the losses of pressure at every part and in the line in whole. Volumetric productivity of centrifugal pump can be calculated by equating of analytic expression of hydraulic characteristic of the pump as the equalization of quadratic regression, and equalization, describing hydraulic description of the network.

Key words: centrifugal pump; volumetric pump; characteristic of pump; characteristic of hydraulic network; hydraulic resistance; pressure; volumetric productivity.

Центробежные насосы при ведении горных, геолого-разведочных и эксплуатационных работ применяются для выполнения широкого спектра технологических процессов, таких как заводнение нефтяных пластов; перекачка нефти по магистральным трубопроводам; гидромеханизированная разработка месторождений твёрдых полезных ископаемых; гидротранспортирование горных пород; производство опытных и эксплуатационных откаток жидких скважинных флюидов (жидкостей в широком толковании — подземных вод, нефти, рассолов, жидких подземных руд и др.) [3; 5]; шахтный водоотлив; техническое водоснабжение работ; подача воды к гидромониторам и струйным насосам; выполнение вспомогательных буровых работ (подкачка бурового раствора в зумпфы, создание подпора буровым насосам, откачка шлама из отстойников и амбаров и др.); создание обратной всасывающей промывки при бурении скважин, шурфов и шахтных стволов. Область использования центробежных насосов в технологиях недропользования весьма разнообразна и не ограничивается перечисленными примерами.

Центробежные насосы относят к группе динамических насосов, т. е. тех гидравлических машин, в проточной части которых существенно меняется кинетическая энергия перекачиваемого флюида [2]. Динамические гидравлические машины (динамические насосы, динамические гидравлические двигатели), в отличие от объёмных машин, характеризуются взаи-

мозависимостью развиваемого давления P_H и объёмного расхода жидкости Q_H :

$$P_H = f(Q_H). \quad (1)$$

График напорной характеристики динамических центробежных насосов (зависимость давления от объёмного расхода) носит в целом падающий характер [1]: чем выше давление развивает насос, тем меньше значение его объёмной производительности и наоборот.

Объёмные гидравлические машины (поршневые, плунжерные, шестерённые, пластинчатые, винтовые и др.), напротив, характеризуются (если пренебречь внутренними утечками перекачиваемой жидкости) «жёсткостью» характеристики: объёмный расход Q_H от величины развиваемого давления P_H не зависит [2]:

$$Q_H = f(P_H), \quad (2)$$

$$Q_H = \text{idem}. \quad (3)$$

При анализе работы центробежного и объёмного насосов по транспортированию флюидов в трубопроводах следует различать:

изменение геометрических характеристик магистрали (геометрического сопротивления, не зависящего от гидравлических характеристик потока флюида) — формы и площади f попереч-

ного сечения канала, его направления и длины H , величины шероховатости поверхности стенок;

изменение гидравлических характеристик потока (гидравлического сопротивления движению потока флюида) — средней скорости движения v , плотности ρ , абсолютной вязкости жидкости.

Гидравлическое сопротивление, выраженное в единицах давления, называют потерей давления на преодоление сил внутреннего трения в жидкости, или потерей давления на трение $P_{тр}$ [2].

Объёмный расход флюида Q по длине гидравлической магистрали H примем неизменным, т. е. сжимаемость жидкости, её возможные утечки и притоки учитываться в процессе анализа не будут:

$$Q = f(H). \quad (4)$$

Основное свойство транспортирования флюидов насосами, имеющими «жёсткую» подачу — отсутствие взаимного влияния потерь давления на различных участках гидравлической магистрали при изменении геометрических сопротивлений движению потока жидкости. При изменении геометрического сопротивления движению флюида на каком-либо участке магистрали изменится потеря давления на этом участке $P_{три}$, а объёмный расход жидкости Q (объёмная производительность насоса с «жёсткой» подачей $Q_H = Q$) и потери давления на остальных участках движения останутся неизменными. Другими словами, взаимное гидравлическое влияние участков магистрали отсутствует. Общая величина гидравлических сопротивлений в гидравлической магистрали $P_{тр}$ (при неизменном объёмном расходе $Q_H = Q = idem$) преодолевается насосом, развивающим давление $P_H = P_{тр}$ и определяется сложением потерь давления на всех участках движения потока, т. е. является аддитивной величиной:

$$P_H = P_{тр} = \sum_{i=1}^m P_{три}, \quad (5)$$

где i — порядковый номер участка движения жидкости; m — число участков; $P_{три}$ — потеря давления на трение на i -м участке гидравлической магистрали.

Уравнение (5) представляет собой напорную характеристику гидравлической сети.

Потеря давления на трение складывается из следующих составляющих [2]:

$$P_{тр} = P_L + P_M, \quad (6)$$

где P_L — потеря давления на преодоление сил внутреннего трения в жидкости по длине гидравлической магистрали, или линейная потеря давления [2, 4, 7]; P_M — потеря давления на преодоление сил внутреннего трения в жидкости в местах локальной деформации потока флюида (сужение, расширение, изменение направления потока и др.), или местная потеря давления.

$$P_L = \frac{H}{M} \frac{Q^2}{2 f^2 d_3} = \frac{H}{M^2} \frac{Q^2}{2 f^2 d_3}, \quad (7)$$

где λ — коэффициент линейных гидравлических сопротивлений; ρ — плотность флюида [2, 6]; H — длина потока; v — средняя скорость движения жидкости в поперечном сечении магистрали; Q , M — объёмный и массовый расход жидкости соответственно; d_3 — эквивалентный диаметр потока [2]; f — площадь поперечного сечения потока.

$$P_L = Q^2 / f = M^2 / (2 f). \quad (8)$$

$$P_M = \frac{Q^2}{2 f^2} = \frac{Q^2}{M^2} \frac{1}{2 f^2}, \quad (9)$$

где λ — коэффициент местных гидравлических сопротивлений [2].

Для произвольного i -го участка гидравлической магистрали (6) примет вид:

$$P_{три} = P_{ли} + P_{ми}. \quad (10)$$

Напротив, при перемещении флюида в трубопроводе насосом, не имеющим «жёсткой» подачи (например, центробежным), изменение геометрического сопротивления на любом i -м участке движения флюида вызывает изменение потерь давления $P_{три}$ на всех участках (лежащих как ниже, так и выше по течению потока) и суммарных потерь давления $P_{тр}$ по всей длине H гидравлической линии:

$$Q_H = idem. \quad (11)$$

Указанная разница в напорных характеристиках объёмных и центробежных насосов вносит существенные различия в методике определения потери давления в трубопроводах различного назначения при нагнетательном перемещении флюидов различной природы. Традиционная («классическая») методика анализа гидравлических сопротивлений движению потока флюида в гидравлической магистрали, как показано выше, заключается в определении суммарных потерь давления на преодоление сил внутреннего трения — линейных и (или) местных. Именно эта методика гидравлических расчётов входит составной частью в большинство учебников, учебных пособий, инженерных методик. Однако при перемещении жидкости центробежными насосами в условиях переменных геометрических сопротивлений традиционная аддитивная методика расчёта гидравлических сопротивлений является неработоспособной.

Рассмотрим методику расчёта потери давления на трение для условия перемещения флюида центробежным насосом в гидравлической магистрали. В качестве исходной информации в этом случае будет выступать экспериментально установленная (в виде графической или аналитической зависимости (1), приведенной в техническом описании насоса) напорная характеристика центробежного насоса.

Напорную характеристику центробежного насоса [1] можно приблизительно описать уравнением квадратической регрессии (при условии $Q_H = Q$):

$$P_H = D Q^2 + B Q + C, \quad (12)$$

где D , B , C — числовые размерные коэффициенты уравнения квадратической регрессии.

В частном случае, при $B = 0$, (12) примет вид:

$$P_H = D Q^2 + C. \quad (13)$$

Поскольку общие гидравлические сопротивления движению потока флюида в магистрали $P_{тр}$ преодолеваются давлением P_H , развиваемым центробежным насосом, то в соответствии с (5), (7), (9), (10) и (12) имеем:

$$P_H = P_{тр} = \sum_{i=1}^m P_{три} = \sum_{i=1}^m (P_{ли} + P_{ми}) = \sum_{i=1}^m \left(\frac{H}{M^2} \frac{Q^2}{2 f^2 d_3} + \frac{Q^2}{2 f^2} \right) = \sum_{i=1}^m \left(\frac{H}{d_3} + \right) \frac{Q^2}{2 f^2} = D Q^2 + B Q + C. \quad (14)$$

Зависимости (14) удобнее придать вид квадратного уравнения:

$$A Q^2 + B Q + C = 0, \quad (15)$$

в котором

$$A = D - \sum_{i=1}^m \left(\frac{H}{d_3} + \right) / (2 f^2). \quad (16)$$

Решением (14) является выражение

$$Q = Q_n = (-B \pm (B^2 - 4AC)^{0,5}) / (2A). \quad (17)$$

При выполнении условия (13) получим частное решение:

$$Q = Q_n = (C / (\sum_{i=1}^m (H/d_3 +) / (2f^2) - D))^{0,5}. \quad (18)$$

Для окончательного нахождения общей потери давления возможны следующие пути:

1. Найденное по (17) значение объёмной подачи необходимо подставить в (12) или в зависимость, представляющую собой напорную характеристику гидравлической сети:

$$P_n = P_{тр} = (\sum_{i=1}^m H/d_3 +) Q^2 / (2f^2). \quad (17)$$

2. Найденное по (18) значение объёмной подачи нужно подставить в (13) или (17).

Полученные уравнения позволяют оперативно проводить необходимые гидравлические расчёты и анализировать работу центробежных насосов, применяемых в технологиях геологической разведки и недропользования.

Выводы

1. При транспортировании флюида насосом, имеющим «жёсткую» подачу, взаимное влияние потерь давления на различных участках гидравлической магистрали отсутствует.

2. При перемещении флюида центробежным насосом изменение геометрического сопротивления на любом участке движения флюида вызывает изменение потерь давления на каждом из участков и в магистрали в целом.

3. Объёмную производительность центробежного насоса можно определить путём приравнивания аналитического выражения напорной характеристики насоса в виде уравнения квадратической регрессии и уравнения, описывающего напорную характеристику гидравлической сети.

ЛИТЕРАТУРА

1. Быстрицкий Г.Ф., Киреева Э.А. Справочная книга по энергетическому оборудованию предприятий и общественных зданий. М.: Машиностроение, 2012. 592 с.
2. Куликов В.В. Буровая гидроаэромеханика и элементы гидропневмопривода // Бурение разведочных скважин. Учебник для вузов. Глава 5 // Н.В. Соловьев, В.В. Кривошеев, Д.Н. Башкатов и др. Под общ. ред. Н.В. Соловьева. М.: Высш. шк., 2007. С. 258–298 (904 с.).
3. Куликов В.В. Временные откачки воды из гидрогеологических скважин погружными тандемными насосными установками // Разведка и охрана недр. 2008. № 3. С. 48–51.
4. Куликов В.В. Коэффициенты полезного действия скважинных центробежных и водоструйных насосов и насосных установок // Изв. вузов. Геология и разведка. 2008. № 3. С. 72–74.
5. Куликов В.В. Освоение и опробование гидрогеологических скважин погружными тандемными насосными установками // Изв. вузов. Геология и разведка. 2008. № 2. С. 66–70.
6. Куликов В.В. Применение числа Хедстрёма и других чисел механического подобия при проектировании режима промывки скважин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2010. № 4. С. 20–21.
7. Куликов В.В. Расчёт коэффициентов полезного действия скважинных нефтяных насосов и установок центробежного и струйного принципов действия // Бурение и нефть. 2008. № 1. С. 30–32.