

УДК 622.24.85

П. В. Зыбинский, канд. техн. наук¹, А. Н. Рязанов, канд. техн. наук²

¹ ЗАО «Компания «Юговостокгаз», г. Донецк, Украина

² Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

МЕТОДИКА ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ И РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ПОГРУЖНОЙ ГИДРОВАРАЩАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

The technique of engineering calculation of constructive and working parameters of a immersed hydro-rotary is developed.

Широкое применение легких технических средств, при проведении геологоразведочных и инженерно-геологических изысканий на континентальном шельфе, в том числе реализующих вращательный способ бурения в породах VI – VII категорий, обуславливает необходимость их дальнейшего совершенствования применительно к конкретным условиям эксплуатации. В этой связи определяющим фактором является правильный выбор основных конструктивных и рабочих параметров гидроротационного бурового снаряда [1].

Параметром, определяющим качественную сторону разработанного гидравлического механизма, является отношение $\frac{M}{n}$ (где M – момент, развиваемый механизмом, n – частота вращения коронки), которое зависит от степени использования энергетической мощности двигателя.

Величина момента (M), развиваемого механизмом, определяется потребным крутящим моментом ($M_{тр}$) для эффективного разрушения породы на забое, преодоления силы трения бурового снаряда о стенки скважины с учетом запаса в случае аварийных ситуаций. Таким образом, должно соблюдаться условие $M \geq M_{тр}$.

Согласно [2], потребный крутящий момент определяется из выражения

$$M_{тр} = 1,2K\theta \frac{d_{ср}}{2} \quad (1)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий силы трения бурового снаряда о стенки скважины и запас момента в случае аварийных ситуаций;

K – безразмерный силовой критерий эффективности разрушения породы (0,4–0,6);

θ – осевая нагрузка на забой;

$d_{ср}$ – средний диаметр коронки.

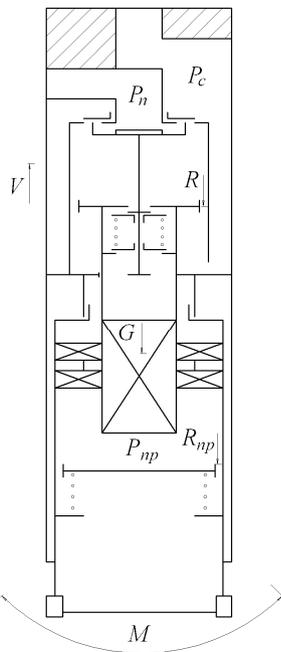


Рис. 1. Расчетная схема гидроротационного бурового снаряда.

Для забойных гидродвигателей поршневого типа с винтовым преобразователем вращающий момент на выходном валу определяется по формуле

$$M = 0,5Wd_g \operatorname{tg}(\alpha - \phi') \quad (2)$$

где d_g – средний диаметр винта преобразователя; α – угол подъема винтовой линии; ϕ' – угол трения.

Осевое усилие W находится из уравнения статического равновесия поршня гидродвигателя во время установившегося движения (рис. 1).

Для хода вверх:

$$P_c^G (f_n - f_{um}) + f_{um} P_{np} - f_n P_n - P_2 (f_n - f_{um}) - R - W_g - G = 0. \quad (3)$$

Для хода вниз:

$$P_c^H f_{um} - f_{um} P_{np} - f_{um} P_2 - R - W_n + G = 0. \quad (4)$$

где P_c^G и P_c^H – средний напор жидкости соответственно при ходе поршня вверх и вниз;

f_n, f_{um} – площадь поршня и штока гидродвигателя;

P_{np} – давление жидкости в полости преобразователя;

P_n – давление жидкости со стороны выхлопного окна гидродвигателя;

P_2 – потери давления жидкости в гидродвигателе;

R – силы механического трения в гидродвигателе;

G – вес подвижных узлов механизма.

Решая уравнения (3) и (4) относительно P_c^G и P_c^H , получим

$$P_c^G = \frac{f_n P_n - f_{um} P_{np} + P_2 (f_n - f_{um}) + R + W_g + G}{f_n - f_{um}} \quad (5)$$

$$P_c^H = \frac{f_{um} P_{np} + P_2 f_{um} + R + W_n - G}{f_{um}} \quad (6)$$

Для уравновешенной работы гидродвигателя следует выполнить условие

$$P_c^G = P_c^H = P_c \quad (7)$$

Его соблюдение обеспечивает ритмичное действие подвижных узлов, отсутствие дополнительных колебаний столба жидкости за счет ее упругих свойств при изменении давления, что в итоге повышает надежность механизма в целом.

Совместное решение уравнений (5) и (6) с учетом условия (7) относительно f_{um} при допущении $P_n = P_{np}$ дает

$$f_{um} = f_n \frac{R + W_n - G}{2R + W_g + W_n} \quad (8)$$

Частное решение уравнения (8) при $W_g = W_n$ и $f_{um} = 0,5 f_n$ без учета веса подвижных узлов

$$f_n - f_{um} = f_{um} = f \quad (9)$$

Общая площадь поршня гидродвигателя задается конструктивно, исходя из диаметра проектируемого механизма. Тогда площадь штока согласно решениям уравнения (8) находится в пределах

$$f_{um} = (0,48 - 0,5)f_n \quad (10)$$

Таблица 1. Размеры поршня и штока гидродвигателя в зависимости от наружного диаметра механизма привода

Наименование и обозначение параметра	Диаметр механизма, мм			
	73	89	108	127
Диаметр поршня (d_n), м	0,055	0,065	0,080	0,100
Диаметр штока (d_{um}), м	0,038	0,045	0,055	0,070
Площадь поршня (f_n), м ²	0,00238	0,00332	0,00502	0,00785
Площадь штока (f_{um}), м ²	0,00113	0,00159	0,0238	0,00385
Рабочая площадь ($f_n - f_{um}$), м ²	0,00125	0,00173	0,0264	0,00405

Давление жидкости со стороны выхлопного окна гидродвигателя

$$P_n = P_a + g_{жс}H + P_2^n \quad (11)$$

где P_a – атмосферное давление;

$\gamma_{жс}$ – удельный вес морской воды;

H – глубина моря;

P_2^n – потери давления жидкости в выхлопном канале.

Давление жидкости в полости преобразователя

$$P_{np} = P_a + g_{жс}H - P_2^6 + 2Z_n(S_n + S_{np}) \frac{1}{f_{np}} - \frac{R_{np}}{f_{np}} \quad (12)$$

где P_2^6 – гидравлические потери давления жидкости при прохождении ее между наружной трубой и стенкой скважины, керном и внутренней стенкой колонковой трубы;

S_{np} – рабочий ход поршня преобразователя:

$$S_{np} = S \frac{f_{um}}{f_{np}} \quad (13)$$

R_{np} – сила трения поршня преобразователя.

Учитывая полученные выражения и решая уравнение (3) и (4) относительно w , получим для хода вверх

$$W_e = (P_c + P_{np} - P_n - P_2)f - G - R \quad (14)$$

для хода вниз

$$W_n = (P_c - P_{np} - P_2)f + G - R \quad (15)$$

Исходя из потребного крутящего момента и допустимого перепада давления на гидродвигателе, определяется угол подъема винтовой линии винта преобразователя

$$\alpha \leq \arctg\left(\frac{2M_{mp}}{d_e W}\right) + \phi' \quad (16)$$

По углу подъема рассчитывается шаг винтовой линии

$$S_t = \pi d_g \operatorname{tg} \alpha \leq S_t^{\text{скорект}} \quad (17)$$

Подставляя выражения (15; 16; 17) в уравнение (2), после преобразований получим приближенную формулу для расчета вращающего момента

$$M = \frac{1}{8} P_c D^2 S_t K_m \quad (18)$$

где D – диаметр, соответствующий рабочей площади гидродвигателя;

K_m – коэффициент механических и гидравлических сопротивлений.

Повышение давления жидкости при отрыве клапана от седла ΔP_k происходит за счет изменения действующих в этот момент сил. Уравнение действия сил в момент перестановки клапанов без учета веса подвижных узлов имеет вид для хода вверх

$$(P_c + \Delta P_k^g) \cdot (f_n - f_{um} - f'_k) + P_{np} f_{um} - P_n f_n - P_2 f_{um} - R - W = 0 \quad (19)$$

для хода вниз:

$$(P_c + \Delta P_k^h) \cdot (f_{um} - f''_k) - P_{np} f_{um} - P_2 f_{um} - R - W = 0 \quad (20)$$

где f'_k , f''_k – соответственно площади впускного и выхлопного клапанов.

В результате решения уравнений (19) и (20) относительно ΔP_k^g и ΔP_k^h получим

$$\Delta P_k^g = \frac{f_n P_n - f_{um} P_{np} - P_c (f_n - f_{um} - f'_k) + P_2 f_{um} + R + W}{f_n - f_{um} - f'_k}, \quad (21)$$

$$\Delta P_k^h = \frac{f_{um} P_{np} - P_c (f_{um} - f''_k) + P_2 f_{um} + R + W}{f_{um} - f''_k}. \quad (22)$$

Для обеспечения уравновешенной работы механизма согласно (7) следует выполнить условие

$$\Delta P_k^g = \Delta P_k^h = \Delta P_k. \quad (23)$$

Исходя из равенства $f'_k = f''_k$, получаем выражение

$$\Delta P_k = \frac{f_k (P_n f_n - P_{np} f_{um} + P_2 f_{um} + R + W)}{f_{um} (f_{um} - f_k)}. \quad (24)$$

Его анализ показывает, что работоспособность клапанной системы зависит от правильности выбора соотношения площади прилегания клапанов f_k и f_{um} , так как при $f_k \rightarrow f_{um}$ $\Delta P_k \rightarrow \infty$. Для дифференциальных поршневых гидродвигателей с двухклапанным распределением [3]

$$f_k \leq 0,25 f_n. \quad (25)$$

Требования к жесткости клапанной пружины и условиям ее работы определяются необходимостью обеспечения запуска механизма. В связи с этим рассмотрим уравнение сил, действующих на поршень во время запуска, учитывая перестановку клапанов в верхнее положение

$$(P_c + \Delta P_k) f_{um} = R_{y\partial} + (P_c + \Delta P_k) f_k + P_n f_n - P_{np} f_{um} + P_2 f_{um} + R + G + W = 0 \quad (26)$$

Поскольку в начальный момент запуска скорость поршня близка к нулю, то без особых погрешностей уравнение (26) можно записать в виде

$$(P_c + \Delta P_k) f_{um} = (P_c + \Delta P_k) f_k + R + G + W = 0. \quad (27)$$

Тогда давление рабочей жидкости в момент запуска

$$P_c + \Delta P_k = \frac{R + G + W}{f_{um} - f_k}. \quad (28)$$

При перестановке клапанов пружина должна преодолеть давление жидкости на выпускной клапан, вес клапанной системы G_K и силу трения R_K , т.е. будет соблюдаться условие

$$(P_c + \Delta P) f_k + G_K + R_K \leq Z(S_0 + S_2), \quad (29)$$

где Z – жесткость клапанной пружины;

S_0 – предварительный натяг;

S_2 – рабочий ход клапанной пружины.

Пренебрегая из-за малости величин весом клапанов G_K и силой механического сопротивления R_K , получим

$$Z \geq \frac{(P_c + \Delta P_k) f_k}{S_0 + S_2}. \quad (30)$$

Задаваясь определенными значениями величины рабочего хода и наружным диаметром, по известным формулам рассчитываются рабочие параметры клапанной пружины [4]. На сжатие пружины расходуется часть энергии потока рабочей жидкости, поэтому

$$\Delta P_{np} = \frac{Z S_2 (2S_0 + S_2)}{4f S_k}. \quad (31)$$

Общий перепад давления рабочей жидкости на гидродвигателе равен

$$P_p = P_c + \Delta P_{np}. \quad (32)$$

Количество оборотов выходного вала определяется по формуле

$$n = 2m_\partial \frac{S}{S_t}, \quad (33)$$

где S – рабочий ход поршня гидродвигателя;

m_∂ – количество двойных ходов поршня в единицу времени.

Пренебрегая сжимаемостью жидкости, количество двойных ходов поршня получим из выражения

$$m_\partial = \frac{Q}{q} K_p, \quad (34)$$

где Q – расход жидкости;

q – объем жидкости, приходящийся на один двойной ход поршня;

K_p – коэффициент использования жидкости.

Расход рабочей жидкости зависит от скорости возвратно-поступательного движения поршня гидродвигателя, которая в свою очередь определяется из условия достижения допустимых динамических нагрузок в точках реверса и надежной работы уплотнительных устройств. По опытным данным эта величина не должна превышать 4 м/с.

$$Q = fV_{cp} \frac{1}{K_p}. \quad (35)$$

В течение рабочего цикла скорость движения поршня и соответственно жидкости в подводящем трубопроводе принята постоянной из условия уравновешенной загрузки (7) и (9), а также допущения, что гидравлические удары не оказывают существенного влияния на среднюю скорость движения потока.

Объем рабочей жидкости, приходящийся на один двойной ход поршня равен

$$q = q_v + q_n + \Delta q_k, \quad (36)$$

где q_v, q_n – соответственно объем рабочей жидкости при ходе поршня вверх и вниз;

Δq_k – дополнительный объем жидкости, протекающей через клапана в момент их пере-

становки

$$q = 2f \left[S + \frac{Q}{S_k} \left(\frac{Q}{f} K_p + \frac{P_c + \Delta P_k}{2\rho c} \right) \right]. \quad (37)$$

Учитывая найденное значение m_∂ и обозначив

$$K_{np} = \frac{K_p}{2f \left[S + \frac{Q}{S_k} \left(\frac{Q}{f} K_p + \frac{P_c + \Delta P_k}{2\rho c} \right) \right]}, \quad (38)$$

получим

$$n = i K_{np} Q. \quad (39)$$

где i – передаточное отношение винтового преобразователя

$$i = 2 \frac{S}{S_t}. \quad (40)$$

Помимо вращения, механизм привода установки создает еще призабойную обратную промывку скважины. Объем жидкости для промывки, приходящейся на один двойной ход, рассчитывается следующим образом:

$$q_m = f_{np} S_{np} K_0, \quad (41)$$

где K_0 – коэффициент наполнения цилиндра насоса.

Принимая во внимание выражение (12), получим

$$q_m = f_{um} S_{np} K_0. \quad (42)$$

Интенсивность промывки при работе механизма с количеством двойных ходов в минуту m_∂ составит

$$Q_m = q_m m_\partial. \quad (43)$$

Эффективная мощность механизма, приводная мощность и коэффициент полезного действия определяются по известным формулам [5].

При работе механизм за счет обратной промывки в полости колонковой трубы создает разрежение, что способствует образованию дополнительной нагрузки на забой. В целом осевое усилие подачи, развиваемое установкой, определяется из следующего выражения:

$$G = K_n (G_{сн} + G_b + G_a), \quad (44)$$

где $G_{сн}$ – вес гидравлического механизма с колонковым набором;

G_b – вес присоединенного столба жидкости

$$G_b = K_{кн} H \gamma_{жс}, \quad (45)$$

$K_{кн}$ – площадь колонковой трубы;

G_a – вес столба атмосферы

$$G_a = P_a K_{кн}. \quad (46)$$

Давление силового насоса, необходимое для работы привода установки, с учетом скоростного напора на преодоление сопротивлений в нагнетательном трубопроводе можно определить по известным формулам [6]:

$$P_n = P_p - P_a - H \gamma_{жс} + \frac{V^2}{2g} \gamma_{жс} \left(\frac{f}{f_{nm}} \right)^2 \cdot (K_c - 1), \quad (47)$$

где g – ускорение силы тяжести;

$\frac{V^2}{2g} \gamma_{жс} \left(\frac{f}{f_{шт}} \right)^2 K_c$ – приведенные суммарные потери напора в нагнетательной линии от силового насоса до поршня гидродвигателя;

$\frac{V^2}{2g} \gamma_{жс} \left(\frac{f}{f_{шт}} \right)^2$ – приведенный скоростной напор.

$$K_c = \sum_{i=1}^n I_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^n j_i, \quad (48)$$

где I_i – коэффициент гидравлических сопротивлений отдельного участка нагнетательной линии с постоянным сечением;

l_i и d_i – соответственно длина и диаметр участков;

j_i – коэффициент местных сопротивлений.

Производительность силового насоса определяется по формуле

$$Q_n = Q(1 + K_3), \quad (49)$$

где K_3 – коэффициент утечек рабочего момента в нагнетательной линии.

Мощность, затрачиваемая на привод силового насоса, составит

$$N_n = \frac{Q_n P_n}{\eta_n}, \quad (50)$$

где η_n – КПД силового насоса.

Общий коэффициент полезного действия погружной установки

$$h_y = \frac{N_{эф}}{N_n}. \quad (51)$$

Последовательность выбора конструктивных размеров и расчета рабочих параметров привода установки представлен в табл. 2.

Таблица 2. Методика определения конструктивных и рабочих параметров гидравлического механизма

Наименование расчетного параметра	Способ определения параметра	Примечание
Потребный вращающий момент ($M_{тр}$)	Согласно принятым методикам расчета (1)	–
Наружный диаметр механизма привода (D)	Соответствует диаметру колонкового снаряда	Определяется возможным диаметром керна
Площадь поршня гидродвигателя (f_n)	Определяется конструктивно с учетом рекомендаций табл. 1	–
Площадь штока гидродвигателя ($f_{шт}$)	Условие (10), табл.1	–
Площади впускного и выхлопного клапанов f'_k, f''_k	Условие (25)	–

Окончание таблицы 2

Рабочий ход поршня (S) и клапанной пружины (S_2)	Выбирается конструктивно	Ограничивается линейными размерами механизма
Жесткость клапанной пружины (Z)	Формула (30)	–
Средний перепад давления рабочей жидкости на гидродвигателе (P_c)	Выбирается исходя из возможности силового насоса	Ограничивается прочностью нагнетательной линии
Расход рабочей жидкости (Q)	Формула (35)	Сравнивается с производительностью силового насоса
Шаг винта преобразователя (S_t)	Формула (17) с учетом выражения (16)	–
Вращающий момент (M)	Формула (18)	–
Общий перепад давления рабочей жидкости на гидродвигателе (P_p)	Формула (32)	–
Количество оборотов выходного вала (n)	Формула (33)	Сравнивается с требуемой частотой вращения
Интенсивность промывки забоя (Q_m)	Формула (41)	–
Осевое усилие подачи (G)	Формула (44)	–
Давление силового насоса (P_n)	Формула (47)	–
Производительность силового насоса (Q_n)	Формула (49)	–
Мощность на привод силового насоса (N_n)	Формула (50)	Сравнивается с мощностью для привода насоса
КПД погружной установки (η_y)	Формула (51)	–

Литература

1. Погружная установка для бурения морских скважин в крепких породах на шельфе морей Дальнего Востока: обзорная информация / Неудачин Г. И., Коломеец А. В., Зыбинский П. В и др. – М.:ВИЭМС. Техн. и технолог. геол. развед. работ, организация производства.–Вып 13.–1980. – 80 с.
2. Кожевников А. А., Гошовский С. В., Мартыненко И. И. и др. Забойные факторы алмазного бурения геологоразведочных скважин. – Д., ЧП «Ли́ра», 2006. – 264 с.
3. Калиниченко О. И. Оценка энергетических характеристик гидроударных машин двойного действия // Междунар. сб. науч. тр. «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк, 2000. Вып.12. –С. 80–83.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3-х т.–М.: Машиностроение, 1979.–Т. 1.–728 с.; Т. 2.–559 с.; Т. 3.–557 с.
5. Зыбинский П. В., Калиниченко О. И. Методика инженерного расчета параметров прободотборников с гидровращательным приводом. // Зб. наук. пр. ДонНТУ. –Сер. гірн.-геолог.. – Донецьк: ДонНТУ, 2003. – № 63 – С. 67–73.
6. Элияшевский Н. В. Типовые задачи и расчеты в бурении. – М.: Недра, 1982. – 295 с.

Поступила 02.07.07.