

УДК 622.24.085.5

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УЗЛА ИЗВЛЕЧЕНИЯ СЪЕМНОГО КЕРНОПРИЕМНИКА

В.Я.КИПОВСКИЙ, И.Г.ШЕЛКОВНИКОВ, О.Г.ВОРОНИН

При проектировании автоматизированных буровых установок (в частности, подводных буровых станков) стоит задача определения технико-технологических параметров их отдельных узлов. Количественное определение рациональных значений этих параметров возможно на основе исследования физических процессов, имеющих место при выполнении конкретных технологических операций. В группе морского бурения кафедры ТТБС ЛПИ проводятся исследования, связанные с изучением структуры технологических циклов работы подводного бурового автоматизированного станка. Одной из наиболее ответственных операций при его работе является извлечение съемного керноприемника ССК.

К рассчитываемым параметрам узла извлечения относятся:

а) технологические параметры - скорость подъема ловителя с керноприемником v_n ; скорость спуска ловителя v_c ; тяговое усилие P_T , прикладываемое к тросу ловителя при подъеме; затрачиваемая на подъем мощность N_n ;

б) технические параметры - геометрические характеристики барабана лебедки (длина l_6 и диаметр D_6); частота вращения барабана n_6 ; передаточное число редуктора лебедки i ; мощность используемого двигателя $N_{ном}$.

Характер взаимосвязи отдельных технологических параметров определяется параметрами объекта оперирования (масса инструмента; его длина; диаметр; масса и количество отобранного керна), геометрическими характеристиками колонны буровых труб и гидравлическими свойствами промывочного агента. Для получения расчетных зависимостей использовалось найденное в ходе теоретических исследований уравнение движения инструмента в колонне буровых труб

$$m\ddot{y} = P_T - \left[AV^2 + BV^{4,75} + (\sum G_{ин} - Q_{ин})\gamma_{ж} \right], \quad (1)$$

где $\sum G_{ин} = G_{л} + G_{к} + G_{п}$ - суммарный вес инструмента и находящегося в нем керна; $Q_{ин}$ - объем вытесняемой инструментом жидкости; $\gamma_{ж}$ - удельный вес промывочного агента.

Коэффициенты

$$A = \frac{c_x \rho_{ж} \pi \alpha_{ин}^2}{8}; \quad (2)$$

$$B = \frac{0,4475 \rho_{\text{ж}} \pi d_{\text{и}}^2 l}{\left[\frac{d^2 (D - d_{\text{и}})}{\nu (D^2 - d_{\text{и}}^2)} \right]^{0,25} (D - d_{\text{и}})} \left(\frac{d_{\text{и}}^2}{D^2 - d_{\text{и}}^2} \right)^2, \quad (3)$$

где C_x - гидродинамический коэффициент лобового сопротивления; $\rho_{\text{ж}}$ - плотность промывочного агента; $d_{\text{и}}$ - наружный диаметр инструмента; l - общая длина инструмента; D - внутренний диаметр буровых труб; ν - кинематическая вязкость жидкости.

Масса инструмента с учетом присоединенной массы жидкости находится из выражения

$$m' = \sum m_{\text{и}} + m_{\lambda}, \quad (4)$$

где $\sum m_{\text{и}}$ - суммарная масса инструмента и отобранного керна; m_{λ} - присоединенная масса жидкости. $m_{\lambda} = K \rho_{\text{ж}} Q_{\text{ж}}$; K - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние тела на движение присоединенной массы жидкости, $K \approx 1,5$ [3].

Поскольку $Q_{\text{ж}} = \pi d^2 l / 4$,

$$m' = \sum m_{\text{и}} + K \rho_{\text{ж}} \pi d^2 l / 4. \quad (5)$$

Определим значение P_T при заданной скорости подъема инструмента. Так как в установившемся режиме движения инструмента $P_T = \sum P_c$ (сумма сил сопротивлений), на основании (I) можно записать

$$P_T = A V_{\text{п}}^2 + B V_{\text{п}}^{1,75} + \sum G_{\text{и}} - Q_{\text{и}} \gamma_{\text{ж}}, \quad (6)$$

где $V_{\text{п}}$ - скорость установившегося движения.

Мощность, затрачиваемая на подъем,

$$N_{\text{п}} = V_{\text{п}} P_T. \quad (7)$$

Полученное значение тягового усилия может служить основанием для выбора троса лебедки узла извлечения. В известной литературе большинство авторов [1, 2, 4 и др.] рекомендуют выбирать трос по тяговому усилию и коэффициенту запаса прочности:

$$P_{\text{к}} \geq P_T k_6, \quad (8)$$

где $P_{\text{к}}$ - разрывное усилие троса, Н; P_T - усилие, возникающее в тросе при подъеме инструмента, Н; k_6 - коэффициент запаса прочности.

Разработанный и принятый странами - членами СЭВ стандарт РС4349-74 рекомендует принимать запас прочности не менее трех по отношению к усилию в тросе, возникающему при максимальной грузоподъемности, и не менее 2,5 по отношению к наибольшему возможному усилию в тросе при предельном крутящем моменте на валу двигателя. Последнее значение k_6 является предпочтительным, так как обеспечивает повышение надежности работы установки и позволяет полностью использовать технические возможности лебедки в случае возникновения осложненных ситуаций. Наибольшее

усилие в канате, исходя из сказанного, может быть определено по формуле [5]

$$P'_{\max} = 2M'_{\max} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} / (D_6 + d_{\text{т}}), \quad (9)$$

где $P'_{\max}$ - предельно возможное натяжение каната, Н; $M'_{\max}$ - предельный крутящий момент, который может развивать двигатель, Н·м; $M'_{\max} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} = M'_{6, \max}$ - наибольший крутящий момент, передаваемый двигателем на барабан лебедки, Н·м; $i_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ - передаточное число и КПД трансмиссии лебедки; $d_{\text{т}}$ - диаметр троса, мм.

Предельный крутящий момент на валу двигателя может быть определен по формуле

$$M'_{\max} = k'_{\Pi} 9,55 \frac{N_{\text{ном}}}{n_{\text{ном}}}, \quad (10)$$

где k'_{Π} - коэффициент предельной перегрузки двигателя по крутящему моменту.

Учитывая сказанное, расчет технических параметров лебедки предлагается проводить следующим образом. Вначале определяется минимально допустимое разрывное усилие троса по формуле (8). При этом k_6 принимается равным трем. В соответствии с полученным значением P_k по таблицам ГОСТа выбирается тип и диаметр троса $d_{\text{т}}$, паспортное разрывное усилие которого превосходит или равно расчетному. Исходя из выбранного диаметра троса определяются геометрические характеристики барабана лебедки - диаметр D_6 и длина l_6 .

По нормам СЗВ (РС 4349-74) диаметр барабана лебедки должен выбираться из условия

$$D_6 \geq 18 d_{\text{т}}. \quad (11)$$

Для определения длины барабана l_6 различными авторами предлагаются разные зависимости. Так, известна зависимость [4], по которой длина барабана определяется исходя из того, что для обеспечения равномерной намотки на барабан угол отклонения каната рекомендуется принимать в пределах от 45° до 1° [4]:

$$l_6 = 2H_0 \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

где H_0 - расстояние от оси направляющего ролика до оси барабана, м; α - предельный угол отклонения троса при укладке на барабан.

Однако зависимость (12) не учитывается условие, по которому общее количество слоев троса на барабане Z не должно превышать трех [7]. Указанное обстоятельство учитывается другой известной зависимостью [6]

$$l_6 \geq \frac{L_{\text{т}} a_{\text{т}} d_{\text{т}}}{\pi Z (D_6 + b_{\text{т}} d_{\text{т}} Z)}, \quad (13)$$

где $L_{\text{т}}$ - длина троса, м; $a_{\text{т}}$ - коэффициент, учитывающий зазор между

витками троса и его поперечную деформацию по диаметру вследствие расклинивания, $\alpha_T = 1,1$; Z - число слоев троса на барабане при верхнем положении инструмента, $Z \leq 3$; b_T - коэффициент, учитывающий уменьшение оси сечения троса, перпендикулярной к барабану, за счет его расклинивания, $b_T = 0,95$.

Недостатком зависимости (I3) является то, что она не учитывает угол отклонения троса в его крайних положениях. При определенных значениях длины барабана угол α может превысить приведенные выше предельные значения, что скажется на равномерности укладки троса. С целью устранения указанных противоречий предлагается определять величину l_6 с использованием зависимости (I2), а диаметр барабана принимать из условия $Z \leq 3$. Для этого выражение (I3) следует переписать так:

$$D_6 = \frac{L_T \alpha_T d_T}{\pi Z l_6} - b_T d_T Z. \quad (I4)$$

Момент на барабане лебедки определяется как произведение

$$M_6 = p_T R_Z, \quad (I5)$$

а радиус витка троса по последнему слою навивки

$$R_Z = [D_6 + (2Z - 1)d_T]/2. \quad (I6)$$

Номинальный момент на валу двигателя определяется по формуле

$$M'_{ном} = M_6 / i_{тр} \eta_{тр}. \quad (I7)$$

Предельный крутящий момент на валу двигателя может быть определен так:

$$M'_{max} = M'_{ном} k'_п. \quad (I8)$$

Частота вращения барабана лебедки определяется из выражения

$$n_6 = V_{л} / [\pi (D_6 + Z_{cp} d_T)], \quad (I9)$$

где Z_{cp} - порядковый номер среднего слоя троса на барабане, $Z_{cp} = 2$ при $Z = 3$.

С учетом (I0), (I7) и (I8) номинальная мощность двигателя определяется из выражения

$$N'_{ном} = \frac{1}{9,55} M'_{ном} n'_{ном}. \quad (20)$$

На заключительном этапе расчета производится проверка разрывного усилия выбранного троса по условию максимально возможного усилия в тросе с использованием зависимости (9). При этом должно соблюдаться условие $\rho_k \geq 2,5 \rho'_{max}$; в противном случае следует принять тип троса с более высоким значением ρ_k .

В качестве примера произведем расчет параметров узла извлечения съёмного керноприемника для следующих условий: наружный диаметр ловителя и съёмного керноприемника $d = 0,05$ м; внутренний диаметр буровых труб $D = 0,061$ м; суммарная длина керноприемника и ловителя $l = 2,64$ м; масса ловителя $m_{\text{л}} = 5,7$ кг; масса керноприемника $m_{\text{к}} = 10$ кг; вес породы (при полном заполнении керноприемной трубы длиной $l_{\text{п}} = 1,5$ м, внутреннем диаметре коронки $d_{\text{п}} = 0,04$ м и плотности породы $\rho_{\text{п}} = 2500$ кг/м³) $G_{\text{п}} = 46,2$ Н; удельный вес воды $\gamma_{\text{в}} = 9800$ Н/м³; плотность воды $\rho_{\text{в}} = 1000$ кг/м³; кинематическая вязкость воды $\nu = 1,31 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент C_x принимаем равным 1; скорость подъема инструмента $V_{\text{п}} = 0,8$ м/с.

1. Определим тяговое усилие, необходимое для сообщения инструменту заданной скорости, из (6):

$$P_{\text{т}} = \frac{1 \cdot 1000 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,8^2}{8} + \frac{0,4475 \cdot 1000 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 2,64 \cdot 0,8^{1,75}}{\left[\frac{0,05 (0,061 - 0,05)}{1,31 \cdot 10^{-6} (0,061^2 - 0,05^2)} \right]^{0,25} (0,061 - 0,05)} \times$$

$$\times \left(\frac{0,05}{0,061^2 - 0,05^2} \right)^2 + 9,8(5,7 + 10) + 46,2 - \frac{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 2,64 \cdot 9800}{4} \approx 405 \text{ Н.}$$

При этом мощность, затрачиваемая на подъем, по (7)

$$N_{\text{п}} = 0,8 \cdot 405 \approx 324 \text{ Вт.}$$

2. Для выбора троса определим значение $P_{\text{т}}' k_6$ по (8):

$$P_{\text{к}} \geq 3 \cdot 405 = 1215 \text{ Н.}$$

В соответствии с полученным результатом принимаем трос 2,00-Г-В-Н-160 (ГОСТ 3062-69). Расчетное разрывное усилие троса 3490 Н, диаметр троса 2 мм.

3. Определим минимально допустимый диаметр барабана лебедки по (II):

$$D_6' \geq 18 \cdot 0,002 \geq 0,036 \text{ м.}$$

Длину барабана определим из (I2), приняв $H_0 = 1$ м:

$$l_6 = 2 \cdot 1 \cdot 0,017 = 0,035 \text{ м.}$$

В соответствии с (I4) уточним диаметр барабана, при этом длина троса $L_{\text{т}}$ выбирается из условия глубины скважины $L = 30$ м, высоты подъема инструмента над устьем $h_{\text{п}}$ (принимаем $h_{\text{п}} = 2$ м) и длины троса, необходимой для его заделки с учетом разгрузочных витков l_3' (принимаем $l_3' = 3$ м):

$$L_{\text{т}} = 30 + 2 + 3 = 35 \text{ м;}$$

$$D_6 = \frac{35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 3 \cdot 0,035} = 0,95 \cdot 0,002 \cdot 3 = 0,22 \text{ м.}$$

Данное значение D_6 удовлетворяет требованию выражения (II).

4. Определим момент на барабане лебедки по (15), (16):

$$M_6 = 405 \cdot \frac{0,22 + (2 \cdot 3 - 1) \cdot 0,002}{2} = 46,6 \text{ Н.м.}$$

5. Найдем значение частоты вращения барабана лебедки по (19):

$$n_6 = \frac{0,8}{\pi(0,22 + 2 \cdot 0,002)} = 1,14 \text{ об./с.}$$

6. Номинальная мощность двигателя может быть определена из условия

$$N'_{\text{ном}} = N_{\text{п}} / \eta_{\text{тр}}.$$

Если $\eta_{\text{тр}} = 0,8$

$$N'_{\text{ном}} = \frac{324}{0,8} = 405 \text{ Вт.}$$

Для определения численного значения скорости свободного падения ловителя V_c получено уравнение движения инструмента в колонне буровых труб под действием собственного веса:

$$\ddot{y} = \frac{1}{m_{\text{л}} + k\rho_{\text{ж}} \frac{\pi}{4} d^2 l_{\text{л}}} \left[g(m_{\text{л}} - \rho_{\text{ж}} Q_{\text{л}}) - (AV^2 + BV^{1,75}) \right], \quad (21)$$

где $m_{\text{л}}$; d и $l_{\text{л}}$ - конструктивные масса, диаметр и длина ловителя; $Q_{\text{л}}$ - объем жидкости, вытесняемой ловителем (объем ловителя); остальные обозначения и значения постоянных членов A и B те же, что в уравнении (1).

После разделения переменных в (21) получаем

$$\left. \begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= V_c; \\ \frac{dV_c}{dt} &= \frac{1}{m_{\text{л}} + k\rho_{\text{ж}} \frac{\pi}{4} d^2 l_{\text{л}}} \left[g(m_{\text{л}} - \rho_{\text{ж}} Q_{\text{л}}) - (AV^2 + BV^{1,75}) \right] \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Уравнение решается пошаговым интегрированием (методом Эйлера или Рунге - Кутты), при этом конечное значение V_c получается при достижении равенства

$$AV^2 + BV^{1,75} = g(m_{\text{л}} - \rho_{\text{ж}} Q_{\text{л}}). \quad (23)$$

Необходимо отметить, что в режиме спуска ловителя лебедка должна обеспечивать скорость спуска $V'_c = 0,8 \div 0,85 V_c$. В противном случае возможно образование слабых троя, петель и, как следствие, возникновение аварийной ситуации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М. : Машиностроение, 1981. 496 с.
2. Ганджумян Р.А. Практические расчеты в разведочном бурении. М. : Недра, 1986. 263 с.
3. Девян С.И. Аэрогидродинамика плохообтекаемых конструкций : Справочник. Л. : Судостроение, 1983. 423 с.
4. Кирсанов А.Н., Зяненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. М. : Недра, 1981. 448 с.
5. Любимов Н.И. Рациональный породоразрушающий инструмент и способы бурения скважин при разведке месторождений полезных ископаемых / ВИЭМС. М., 1971. 42 с.
6. Любимов Н.И. Классификация горных пород и рациональное применение буровой техники. М. : Недра, 1977. 239 с.
7. Поляков Г.Д., Булгаков Е.С., Шумов Л.А. Проектирование, расчет и эксплуатация буровых установок. М. : Недра, 1983. 318 с.