

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ВИНТОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПОГРУЖНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Иванов А.С., Муркин С.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия),
Смирнов Н.И. (ИМАШ РАН, г. Москва, Россия),
Лушникова О.Н. (ООО НТЦ "Модульная техника", г. Москва, Россия)
Тел.8(499)2636351; E-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Abstract: The method of calculation of threaded couplings screw fatigue resistance of submersible centrifugal pumps under the action of circular bending moment, considering to contact pliability of threads of screw and flanges has been developed. It was demonstrated, that reducing flanges contact surface roughness riches pump reliability.

Keywords: submersible pumps, threaded couplings, screws, contact deflections, fatigue resistance, circular bending moment.

80 % добываемой в России нефти приходится на нефть, добываемую погружными установками центробежных электронасосов (УЭЦН). Погружные насосы – это малогабаритные (по диаметру) центробежные, секционные, многоступенчатые установки с диаметром корпуса 93, 103 или 114 мм, длиной около 5 м и приводом от электродвигателя. Соединение секций – фланцево-винтовое (рис. 1). В 30% случаев отказ УЭЦН связан с разрушением резьбовых соединений, которое влечёт расчленение секций насоса и их падение ("полет") в скважину. Одной из причин обрыва винтов являются их усталостные разрушения [1].

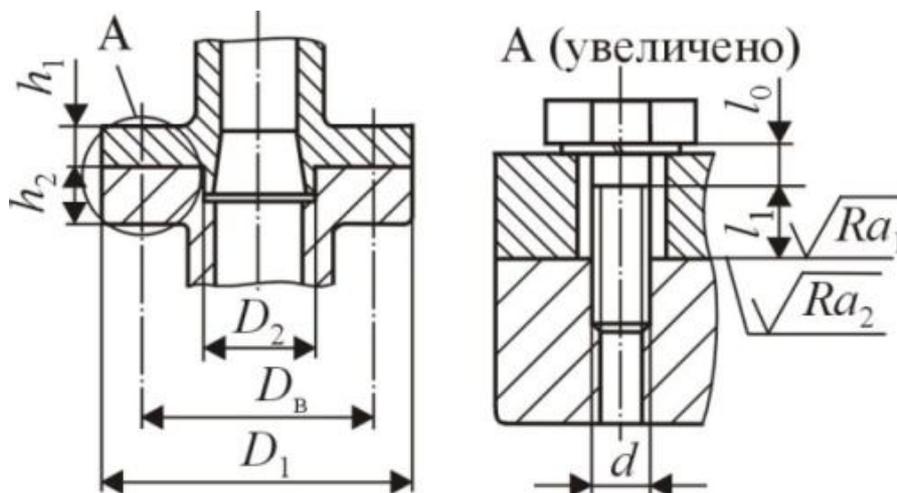


Рис. 1. Резьбовое соединение УЭЦН

При работе насоса резьбовые соединения фланцев, стянутых $z_{\text{в}}$ винтами, нагружены (рис. 2) статической отрывающей силой F_G , создаваемой весом столба нефти, находящегося над насосом, и опрокидывающим моментом M при радиальных колебаниях насоса в скважине, создаваемым силой F_G на плече r , равном радиальному зазору между насосом и обсадной трубой скважины.

Предлагается следующая последовательность расчета сопротивления усталости винтов резьбового соединения УЭЦН [2]:

1. Задают силу затяжки винта

$$F_{\text{зат1}} = \sigma_{\text{зат. в}} \pi d_3^2 / 4, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{зат. в}} = (0,6 \div 0,8)\sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала винта); $d_3 = d \square 1,227P$ – внутренний диаметр резьбы винта (d – номинальный диаметр резьбы, P – шаг резьбы).

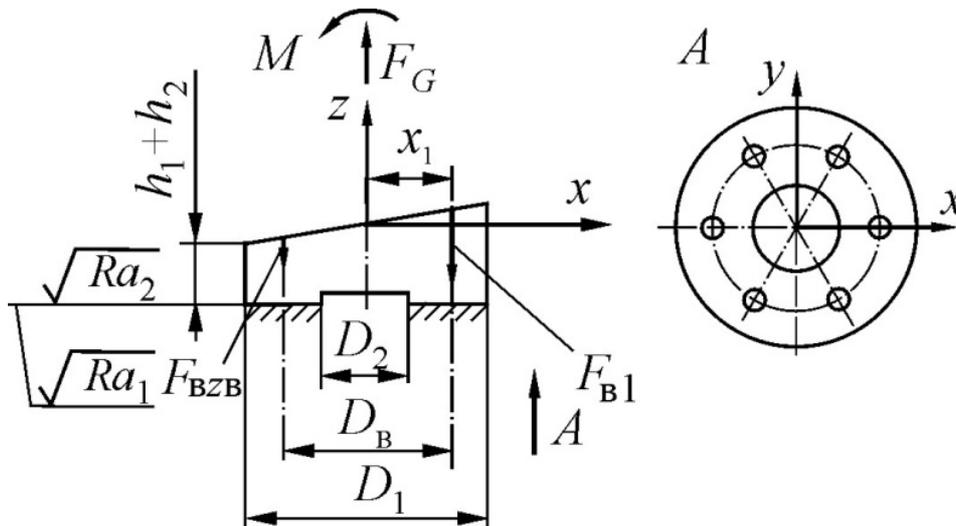


Рис. 2. Расчетная схема соединения УЭЦН

2. Вычисляют коэффициент χ_F основной нагрузки, определяющий, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляет отрывающая сила. С учётом исследования [2], коэффициент основной растягивающей нагрузки для группового резьбового соединения z_B винтами с площадью поверхности контакта фланцев $A = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$ (см. рис. 2)

$$\chi_F = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \frac{\lambda_B + \lambda_{KB}}{z_B}}, \quad (2)$$

где $\lambda_k, \lambda_d, \lambda_B, \lambda_{KB}$ – податливости соответственно контактирующих поверхностей фланцев, стягиваемых деталей, винта, контактирующих поверхностей первого нагруженного витка резьбы.

Податливость контактирующих поверхностей фланцев зависит от коэффициента податливости k контактного слоя фланцев и коэффициента ε влияния их масштаба:

$$\lambda_k = k\varepsilon/A. \quad (3)$$

Коэффициент податливости контактирующих поверхностей фланцев

$$k = 0,5Ra c_0 / (Ep)^{0,5}, \quad (4)$$

где $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ – приведённая средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 – безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который при повторных нагружениях соединения равен 355; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов стягиваемых фланцев; $p = z_B F_{\text{зат}}/A$ – давление в контакте, создаваемое силами затяжки винтов.

Коэффициент влияния масштаба $\varepsilon = f(\Delta - W_{\text{max}})$ определяется допуском Δ плоскостности и наибольшей высотой W_{max} волны шероховатой поверхности. При

этом допуск плоскостности зависит [2] от степени точности по ГОСТ 24643–81 и наибольшего размера D контактной поверхности.

Податливость стягиваемых деталей

$$\lambda_d = (h_1 + h_2)/(EA), \quad (5)$$

где h_1, h_2 – толщины фланцев.

Податливость винта

$$\lambda_b = 4[(0,5d + l_0)/(\pi d^2) + (0,5d + l_1)/(\pi d_3^2)]/E_b, \quad (6)$$

где l_0 – длина гладкой части винта; l_1 – длина нарезанной нагруженной части винта (см. рис. 1); E_b – модуль упругости материала винта.

Податливость контактирующих поверхностей первого нагруженного витка резьбы

$$\begin{aligned} \lambda_{кв} &= k_b \varepsilon_b / A_p = [0,5 Ra_b c_0 / (E_b p_b)^{0,5}] (d/50) / A_p = \\ &= 0,5 Ra_b c_0 (d/50) / (0,34 F_{зат} E_b A_p)^{0,5} = 0,0172 Ra_b c_0 d / (F_{зат} E_b A_p)^{0,5} \end{aligned} \quad (7)$$

где k_b – коэффициент податливости контактного слоя витка резьбы; ε – коэффициент влияния его масштаба; $A_p = \pi(d^2 - d_3^2)/4$ – опорная площадь витка резьбы; $Ra_b = (Ra_{b1}^2 + Ra_{b2}^2)^{0,5}$ – приведенный параметр шероховатости резьбы; $p_b = 0,34 F_{зат} / A_p$ – давление в первом нагруженном витке резьбы, создаваемое силой затяжки.

3. Вычисляют коэффициент χ_{My} основной нагрузки, определяющий, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляет опрокидывающий момент относительно оси y . С учётом исследования [2],

$$\chi_{My} = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + (\lambda_k + \lambda_{кв}) I_y} \cdot \frac{1}{A \sum_{i=1}^{z_B} \left(0,5 D_B \cos \frac{2\pi i}{z_B} \right)^2}, \quad (8)$$

где $I_y = \pi D_1^4 [1 - (D_2/D_1)^4] / 64$ – момент инерции контактной поверхности фланца относительно оси y .

4. Амплитуда силы, нагружающей винт,

$$F_a = \chi_{My} M_y \frac{0,5 D_B}{\sum_{i=1}^{z_B} \left(0,5 D_B \cos \frac{2\pi i}{z_B} \right)^2}. \quad (9)$$

5. Статическая сила, нагружающая винт,

$$F_m = F_{зат} + \chi_F \frac{F_G}{z_B} + \chi_{My} M_y \frac{0,5 D_B}{\sum_{i=1}^{z_B} \left(0,5 D_B \cos \frac{2\pi i}{z_B} \right)^2}. \quad (10)$$

6. Запас прочности $S_{\sigma c}$ по пределу выносливости [3], [4] стержня винта вычисляют, учитывая наличие концентратора напряжений – галтели вблизи головки винта:

$$S_{\sigma c} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_{ac} + \Psi_{\sigma} \sigma_{mc}), \quad (11)$$

где σ_{-1} – длительный предел выносливости материала; $K_{\sigma D} \approx 1,42$ – коэффициент снижения предела выносливости детали [4]; амплитуда напряжений в винте

$$\sigma_{ac} = 0,5 F_a / (\pi d^2 / 4); \quad (12)$$

$\Psi_{\sigma} \approx 0,1$ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; среднее напряжение цикла

$$\sigma_{mc} = F_m / (\pi d^2 / 4). \quad (13)$$

7. Запас прочности по сопротивлению усталости резьбовой части винта [3], [4]

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_a), \quad (14)$$

где $K_{\sigma D}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений [3]. Он равен: для крепежа из углеродистой стали $3,3 \div 3,6$; для крепежа из низколегированной стали $3,6 \div 4,0$; для крепежа из легированной стали $4,0 \div 4,5$.

Амплитуда напряжений в винте

$$\sigma_a = F_a / (\pi d_3^2 / 4). \quad (15)$$

8. Сопротивление усталости считается обеспеченным, если запасы прочности получены не менее допустимого $[S_{\sigma}]$. Обычно, согласно [3], [4], принимают $[S_{\sigma}] \geq 2,5$.

Оценим сопротивление усталости винтов резьбового соединения погружного насоса, если винтами класса прочности 10.9 ($\sigma_T = 900$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа) с параметрами шероховатости резьбы $Ra_{B1} = Ra_{B2} = 2,5$ мкм стянуты стальные ($E = E_B = 2,1 \cdot 10^5$ МПа) фланцы, имеющие размеры $D_1 = 103$ мм, $D_2 = 76$ мм, $D_B = 84$ мм, $h_1 = 12$ мм, $h_2 = 45$ мм. После затяжки соединение нагружено внешней отрывающей силой $F_G = 8 \cdot 10^4$ Н, которая на плече $r = 10$ мм создает опрокидывающий момент $M_y = 8 \cdot 10^5$ Н·мм. Принято: $l_0 = 0$, $l_1 = 12$ мм, $c_0 = 355$, $\Delta = 0,02$ мм, $W_{max} = 0,01$ мм.

Расчет произведен для двух вариантов соединений, образованных шестью винтами М12, или семью винтами М10, для двух вариантов обработки контактных поверхностей фланцев с параметром шероховатости $Ra_1 = Ra_2 = 3,2$ мкм, или $Ra_1 = Ra_2 = 3,2$ мкм. Напряжения в винте от силы затяжки варьировали в диапазоне от $0,6\sigma_T$ до $0,9\sigma_T$.

Расчётами по формулам (1) – (15) получены результаты, представленные графиками на рис. 3.

Анализ результатов расчета позволяет заключить:

1. Запас $S_{\sigma c}$ прочности стержня винта разных конструктивных исполнений соединения при разных силах затяжки получен достаточным.

2. При напряжениях в винте от силы затяжки равных $(0,6 \div 0,9)\sigma_T$ в случае параметра шероховатости контактирующих поверхностей фланцев $Ra_1 = Ra_2 = 3,2$ мкм запас S_{σ} прочности в резьбе по сопротивлению усталости получен недостаточным. Если параметр шероховатости довести до $Ra_1 = Ra_2 = 1,25$ мкм, то этот запас повысится до

допустимого уровня. Причем, чем больше сила затяжки, тем больше будет запас S_σ и меньше запас $S_{\sigma c}$.

4. Целесообразна замена в резьбовом соединении шести винтов М12 на восемь винтов М10 при параметре шероховатости контактирующих поверхностей фланцев $Ra_1 = Ra_2 = 1,25$ мкм, так как запасы прочности в обоих случаях получены достаточными, а расстояние от края резьбового отверстия до наружной кромки фланца увеличится приблизительно на 30 % (от 3,5 до 4,5 мм), что обеспечит более равномерное нагружение винта по его поперечному сечению.

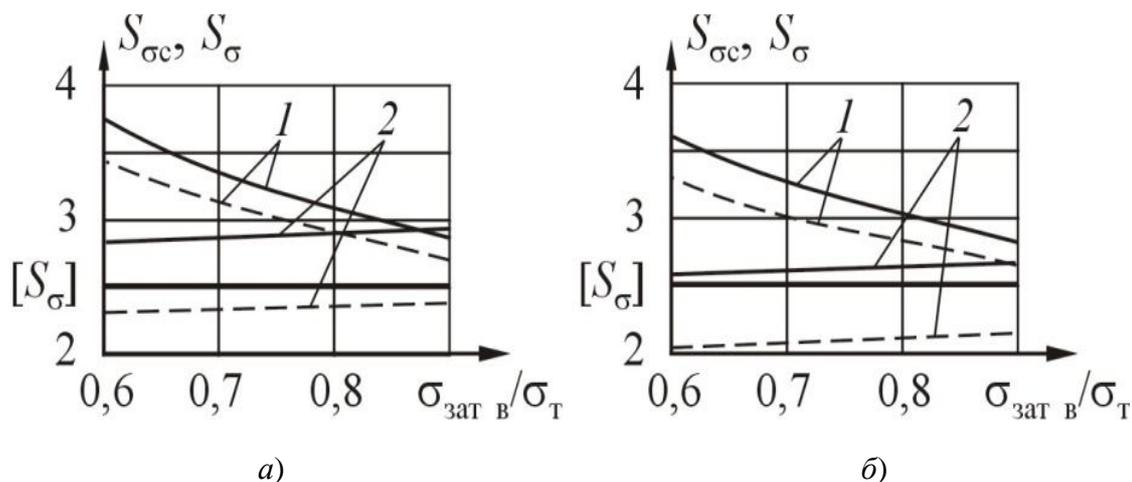


Рис. 3. Запасы прочности по сопротивлению усталости стержня винта (1) и его резьбовой (2) части для случаев $Ra_1 = Ra_2 = 3,2$ мкм (пунктир) и $Ra_1 = Ra_2 = 1,25$ мкм (сплошная линия), если фланцы стянуты: а) шестью винтами М12; б) восемью винтами М10

Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ по проекту 1403

Список литературы: 1. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Мухамадеев К.Г. Исследования и пути повышения ресурса УЭЦН // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. №3. – С.13–16. 2. Муркин С.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М. Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. // Вестник машиностроения. 2014. № 5. – С. 20–28. 3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с. 4. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.