

## **О НАСТРОЙКЕ ПРИБОРОВ ЗАЩИТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ**

Тажигулов А.М.

*Уральское нефтепроводное управление*

*Разработаны математические модели и алгоритм настройки приборов системы защиты по давлениям на приеме насосных станций магистральных нефтепроводов с учетом особенностей кавитационных процессов при работе центробежных насосов на нефтях. Даны рекомендации по настройке приборов системы защиты по давлениям на нагнетании насосных станций магистральных нефтепроводов, не оснащенных устройствами защиты от крутых волн давления, предотвращающих возможность опасных повышений давления при переходных процессах.*

Для предотвращения возможности аварий на магистральных нефтепроводах предусматривается автоматическая защита по давлениям на всасывании и нагнетании насосных станций [1, 2].

Одним из условий безаварийной работы магистральных насосов является обеспечение и поддержание необходимого давления на всасывании насосов для предотвращения кавитации, вызывающей при длительном воздействии не только снижения параметров (развиваемого напора, коэффициента полезного действия), но и расцентровку насоса и двигателя, перегрев подшипников. В то же время недопустимым является значительное превышение на всасывании станции минимально допустимого давления, поскольку для нефтепроводов, работающих по схеме «из насоса в насос», указанное превышение вызывает снижение производительности перекачки.

Для действующей насосной станции давление на всасывании определяется значением настройки приборов системы регулирования и защиты по минимальному давлению.

Обычно автоматическая защита по минимальному давлению выполняется системой поочередного отключения насосных агрегатов станции. Систему поочередного отключения принято именовать защитой по предельному давлению. Помимо автоматической защиты по предельному давлению для предотвращения работы насосных агрегатов в кавитационном режиме применяется защита по

аварийному давлению, которая является системой, дублирующей систему отключения по предельным давлениям.

Датчики (индивидуальные реле и электроконтактные манометры) системы защиты по предельному давлению настраиваются на величину  $P_{вн}$ , равную кавитационному запасу магистрального насосного агрегата  $P_k$  при максимальной производительности перекачки. При этом значение величины кавитационного запаса  $P_k$  принимается равным величине, рекомендуемой насосным заводом [2].

Однако рекомендации завода базируются на результатах кавитационных испытаний насоса на воде и пониженных оборотах с последующим пересчетом. В то же время влияние свойств нефти на кавитацию в центробежных насосах и необходимость их учета при расчете минимально допустимого подпора на насосных станциях магистральных нефтепроводов общепризнано [3, 4, 5].

Ниже предлагается методика настройки приборов защиты насосной станции по давлениям на всасывании с учетом влияния свойств нефти на кавитацию в магистральных центробежных насосах.

Эксплуатационный критический кавитационный запас насоса, работающего на нефти, можно записать в следующем виде

$$\Delta h_{кр.э} = \Delta h_{кр.н_2о} - \Delta h_T \pm \Delta h_v - \Delta h_{ДНП}, \quad (1)$$

где  $\Delta h_{кр.н_2о}$ ,  $\Delta h_T$ ,  $\Delta h_v$  - критический кавитационный запас насоса на холодной воде; термодинамическая поправка, связанная с влиянием теплофизических свойств нефти; поправка, связанная с понижением давления насыщенных паров нефти, обусловленным ростом соотношения паровой и жидкой фаз соответственно.

Для оценки влияния теплофизических свойств нефти на кавитационные характеристики насоса запишем уравнение теплового равновесия в зоне образования пара при кавитации

$$V_{п} \cdot \rho_n \cdot r_n = V_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{Т.ж} \cdot \Delta T, \quad (2)$$

где  $V_{п}$ ,  $V_{ж}$  - объемы паровых и жидкостных фаз в зоне кавитации нефти;  $c_{Т.ж}$  - удельная теплоемкость нефти;  $\Delta T$  - разность температур, возникающая в результате отбора тепла у нефти вблизи кавитационной зоны и адекватного охлаждения нефти и соответствующего снижения давления насыщенных паров

$P_s$ ;  $r_n$  - удельная теплота парообразования нефти;  $\rho_n, \rho_{ж}$  - плотность пара и нефти соответственно.

Уравнение (2) может быть записано в следующем виде

$$B = \frac{V_{II}}{V_{жс}} = \frac{\rho_{жс} \cdot c_{T.жс} \cdot \Delta T}{\rho_n \cdot r_n} \quad (3)$$

Отношение объемов  $B$  в дальнейшем будем рассматривать как некий критерий, характеризующий развития кавитации. В частности, равенство критериев  $B$  означает одинаковую степень развития кавитации в кавитационных потоках при течении различных жидкостей.

Понижение температуры жидкости по сравнению с температурой на входе в насос в зоне кавитации вызывает падение там давления насыщенных паров на величину

$$\Delta p_n = \rho_{жс} \cdot \Delta h_n = \frac{dP_n}{dT} \cdot \Delta T \quad (\text{в системе СИ}) \quad (4)$$

$$\Delta p_n = \rho_{жс} \cdot q \cdot \Delta h_n = \frac{dP_n}{dT} \cdot \Delta T \quad (\text{в технической системе единиц}) \quad (5)$$

Подставляя в уравнение (3) величину  $\Delta T$  из уравнения (4) с учетом уравнения Клапейрона – Клазиуса

$$\frac{dP_n}{dT} = \frac{\rho_n \cdot \rho_{жс} \cdot r_n}{(\rho_{жс} - \rho_n) T^2} \quad (6)$$

получим соотношение для величины понижения давления  $\Delta p_n$ , обусловленного охлаждением жидкости в зоне кавитации

$$\Delta p_T = P_{n.вх} - P_{n.взоне кавит.} = B \cdot \frac{\rho_n^2 \cdot r_n^2 \cdot \rho_{жс}}{(\rho_{жс} - \rho_n) \cdot c_{T.жс} \cdot T^2}, \frac{H}{M^2} \quad (7)$$

Величину  $\Delta p_n$  принято называть термодинамической поправкой и обозначать  $\Delta p_T$  ( $\Delta p_n = \Delta p_T = \rho_n \cdot \Delta h$ ).

Формулу (7) целесообразно для удобства инженерных расчетов представить в системе СИ

$$(\Delta h_T)_{СИ} = \frac{\Delta P_T}{\rho_{жс}} = \frac{B}{B_1} \frac{M^2}{c^2}, \quad (8)$$

и технической системе единиц

$$(\Delta h_T)_{TC} = \frac{q \cdot \Delta P_T}{q \cdot \rho_{ж.}}; \quad \frac{\Delta P_T}{q \cdot \rho} = \Delta(\Delta h) = \frac{\Delta h_T}{q}, \quad m \quad (9)$$

где  $B_1 = \frac{\rho_{ж.} (\rho_{ж.} - \rho_n) \cdot c_{T.ж.} \cdot T}{\rho_n^2 \cdot r_n^2} \cdot \frac{c^2}{M^2}$ ,  $q$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>,  $\rho_{ж.}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Выполненный анализ публикаций [3, 4, 5] позволяет аппроксимировать величину  $B$  эмпирической зависимостью

$$B = \frac{V_n}{V_{ж.}} = \frac{4,77}{(lq h_n)^{3,085}}, \quad (10)$$

где  $h_n$  – давление насыщенных паров, выраженное в метрах столба жидкости.

Для учета влияния вязкости на кавитационные характеристики магистрального насоса рекомендовано эмпирическое соотношение [4]

$$\Delta h_v = [16 - 13,1 \cdot (lq Re_u - 2,75)^{0,354}] \cdot \frac{v_{ex}^2}{2q}, \quad (11)$$

где  $Re = \frac{v_{ex} \cdot d_{ex}}{\nu}$  – число Рейнольдса,  $v_{ex}$  – скорость потока на входе в насос,  $d_{ex}$  – диаметр входного патрубка насоса,  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости.

Для построения модели расчета величины поправки  $\Delta h_{ДНП}$  воспользуемся рекомендациями по расчету давления насыщенных паров нефти при различных температурах и соотношении паровой и жидкой фаз, представленных в [4]. На основании указанных рекомендаций можно записать следующее соотношение для изменения давления насыщенных паров, обусловленного влиянием соотношения фаз

$$\Delta p_{ДНП} = P_{n,B \rightarrow 0} - P_{n,B} \\ = P_{n,B \rightarrow 0} - P_{n,4:1,38} \cdot (1,7 - 0,35 \cdot B^{0,35}) \cdot \exp\{-0,025 \cdot [(273 + 38) - T]\},$$

где  $P_{n,B \rightarrow 0}$  – истинное давление насыщенных паров (при соотношении фаз, близком к нулю и текущей температуре  $T$ ),  $P_{n,4:1,38}$  – давление насыщенных паров

по Рейду (при соотношении фаз  $\frac{V_n}{V_{ж.}} = 4:1$  и температуре нефти  $t = 38$  °С).

*Пример расчета термодинамической поправки для нефти.*

Исходные данные: плотность нефти  $\rho_{ж} = 860 \text{ кг/м}^3$ , зависимость давления насыщенных паров нефти от температуры (см. таблицу 2.3) при соотношении фаз

$\frac{V_n}{V_{ж}} = 0$ , давление насыщенных паров (по Рейду)  $P_{v=4:1,38} = 39200 \text{ Па}$ , температура нефти на входе в насос  $T = 313 \text{ }^\circ\text{K}$ , удельная теплоемкость нефти  $C_{T.ж} = 2000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K}$ , кинематическая вязкость нефти  $\nu = 14,8 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ , средний диаметр входа насоса  $D_{вх} = 0,28 \text{ м}$ , скорость нефти во всасывающем патрубке насоса  $1,5 \text{ м/с}$ .

*Порядок расчета.*

1. Определяется отношение объемов пара и жидкости в зоне кавитации

$$B = \frac{V_n}{V_{ж}} = \frac{4,77}{\left( lq \frac{66661}{9,81 \cdot 860} \right)^{3,085}} = 6,65$$

2. Определяются наклон кривой насыщения  $dP_n = dT$  и скрытая теплота

парообразования  $\frac{dp}{dT} = \frac{P_{n,T=322,6} - P_{n,T=312,5}}{322,6 - 312,5} = 1924,6 \frac{\text{Па}}{^\circ\text{K}}$  ;

$$r_n = \frac{RT^2}{\mu \cdot \Delta T} \left( \frac{P_{n,T=322,6}}{P_{n,T=312,5}} - 1 \right) = \frac{8310 \cdot 313^2}{58 \cdot (322,6 - 312,5)} \left( \frac{85486}{66047,7} - 1 \right) = 408601,7 \text{ Дж/кг}$$

3. Определяется по уравнению Клапейрона – Клазиуса плотность пара

$$\rho_n = \frac{T}{r_n} \cdot \frac{dp_n}{dT} = \frac{313 \cdot 1924,6}{408601,7} = 1,474 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

4. Определяется параметр – критерий тепловой кавитации

$$B_1 \approx \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_n} \right)^2 \cdot \frac{c_{T.ж} \cdot T}{r_n^2} = \left( \frac{860}{1,474} \right)^2 \cdot \frac{2000 \cdot 313}{408601,7^2} = 1,276 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^2}$$

5. Определяется термодинамическая поправка

$$\Delta p_T = \frac{B \cdot \rho_{ж}}{B_1} = \frac{6,65 \cdot 860}{1,276} = 4482 \text{ Па}$$

$$\Delta h_T = \frac{\Delta P_T}{q \cdot \rho} = \frac{4482}{9,81 \cdot 860} = 0,53 \text{ м}$$

6. Определяется поправка, обусловленная снижением давления насыщенных паров нефти в кавитационной зоне в связи с образованием паровой фазы  $V_n$ , приводящим к 3 % снижению напора

$$\Delta p_{\text{ДНП}} = P_{n,B \rightarrow 0} - P_{n,B} = P_{n,B \rightarrow 0} - P_{n,4:1,38} (1,7 - 0,35 \cdot B^{-9,5}) \cdot \exp\{-0,025[(273 + 38) - T]\} = \\ = 66661,0 - 39200 \cdot (1,7 - 0,35 \cdot 6,65^{-9,5}) \cdot \exp\{-0,025(311 - 313)\} = 33825,2 \text{ Па}$$

или в метрах столба жидкости

$$\Delta h_{\text{ДНП}} = \frac{\Delta P_{\text{ДНП}}}{q \cdot \rho} = \frac{33825,2}{9,81 \cdot 860} = 4,9 \text{ м ст. жидк.}$$

7. Определяется поправка на вязкость нефти. Поскольку

$$\text{Re}_{\text{ex}} = \frac{v_{\text{ex}} \cdot D}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,29}{14,8 \cdot 10^{-6}} = 29000 > 9330, \text{ то принимаем } \xi_{\text{вх}} = 1.$$

$$\Delta h_v = \xi_{\text{ex}} \cdot \frac{v_{\text{ex}}^2}{2q} = 1 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,11 \text{ м}$$

8. Определяется минимальное допустимое давление на входе в насос

$$\Delta h_{\text{кр.э}} = \Delta h_{\text{кр. H}_2\text{O}} - \Delta h_T + \Delta h_v - \Delta h_{\text{ДНП}} = 36,0 - 0,53 + 0,11 - 4,0 = 31,6 \text{ м}$$

$$P_{\text{кр.э}} = \rho_{\text{жс}} \cdot q \cdot \left( \Delta h_{\text{кр.э}} + \frac{P_{n,B \rightarrow 0}}{q \cdot \rho} \right) = 860 \cdot 9,81 \cdot \left( 31,6 + \frac{66661}{9,81 \cdot 860} \right) = 3,33 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

По величине давления  $P_{\text{ex,кр}}$  производится настройка реле давления или электроконтактного манометра системы защиты по предельному давлению  $P_{\text{en}}$  – системы поочередного отключения агрегатов.

Для предотвращения ложных срабатываний (например, при переходных процессах) настройка приборов защиты на всасывания должна быть выше, чем настройка на срабатывание приборов защиты по предельному и аварийному значениям (соответственно  $P_{\text{en}}$  и  $P_{\text{ea}}$ ). Это превышение значений  $P_{\text{en}}$  и  $P_{\text{ea}}$  обусловлено необходимостью учета погрешности срабатывания контактного устройства (например, электроконтактного манометра), зависящей от шкалы и класса точности прибора на всасывании и нечувствительности системы регулирования, зависящей от типа используемой регулирующей заслонки.

Поскольку задатчик системы регулирования на всасывании должен настраиваться на величину  $P_{\text{р.в}} > P_{\text{вп}}$  возникает вопрос о величине указанного превышения. На практике разница величины настройки задатчика регулятора давления на всасывании  $P_{\text{р.в}}$  и величины настройки на срабатывание приборов

защиты по предельному давлению Рвп принимается равной большей из двух величин: погрешности контактного устройства по предельному давлению  $\Delta p_{в.п}$  и нечувствительности системы автоматического регулирования  $\Delta p_{н.р}$  [9]:

$$P_{р.в} = P_{вх.кр} + \begin{cases} \Delta p_{н.р} > \Delta p_{в.н} & \text{или} \\ \Delta p_{в.н} > \Delta p_{н.р} \end{cases} \quad (12)$$

Уместно напомнить, что именно значение  $P_{р.в}$ , а не  $P_{вх.кр}$  следует использовать в технологических расчетах при определении пропускной способности трубопроводов.

Реле давления или электроконтактный манометр системы защиты по аварийному давлению должен настраиваться на величину  $P_{ва} < P_{в.н}$  и расчет настройки на срабатывание приборов аварийной защиты следует производить по формуле

$$P_{в.а} = P_{в.н} - \begin{cases} \Delta p_{в.а} > \Delta p_{в.н} & \text{или} \\ \Delta p_{в.н} > \Delta p_{в.а} \end{cases} \quad (13)$$

здесь  $\Delta p_{в.н}$ ,  $\Delta p_{в.а}$  – соответственно погрешность срабатывания сигнальных устройств приборов защиты по предельному и аварийному давлениям.

Безаварийная работа магистральных нефтепроводов обеспечивается поддержанием необходимого давления не только на всасывании, но и на нагнетании.

Для уменьшения вероятности аварий настройка приборов автоматической защиты и регулирования должна назначаться с одной стороны из условия обеспечения несущей способности труб вдоль всего участка, т.е. не иметь опасного превышения давления, приводящего к разрыву трубы, а с другой – выбор настройки не должен допускать неоправданное снижение давления, при котором срабатывает автоматическая защита, поскольку оно вызывает уменьшение производительности трубопровода, а следовательно, недоиспользование капиталовложений и энергетических мощностей и сокращение прибылей предприятий.

Правильная настройка приборов защиты и автоматического регулирования должна обеспечивать максимально возможную производительность перекачки и исключить возможность аварий на трассе трубопровода из-за недопустимого повышения давлений.

Недостаток современной методики по настройке приборов защиты насосной станции по давлениям на насосной станции [6] состоит в том, что она не учитывает защиту от волн давления, возникающих при переходных процессах, на нефтепроводах, не оснащенных ССВД.

Ниже излагается методика настройки приборов защиты насосной станции по давлениям на нагнетании, лишенная указанного недостатка.

*Настройка приборов защиты и автоматического регулирования давления на нагнетании* насосной станции должна обеспечивать с одной стороны максимально возможную производительность перекачки, а с другой – предотвращать возможность опасных повышений давлений в любой точке трубопровода.

В настоящее время в качестве базовой величины для настройки приборов защиты насосной станции по давлениям на нагнетании принимается рабочее давление насосной станции  $P_{раб.}$ , полученное на основании гидравлического расчета нефтепровода при всех возможных стационарных режимах [1]. На величину  $P_{раб.}$  настраивается задатчик регулятора давления на нагнетании станции. При этом значение рабочего давления  $P_{раб.}$  должно назначаться с учетом несущей способности труб вдоль всего участка, расчет которой производится по методике [6].

Недостатком указанной методики расчета трубопровода на прочность, на основании которой фиксируется его несущая способность, является неучет повышения давления при переходных процессах. При наличии системы сглаживания волн давления (ССВД), предотвращающей возможность опасных повышений давлений из-за крутых волн давления при переходных процессах при определении величины  $P_{раб.}$  переходные процессы можно не учитывать. В то же время при отсутствии ССВД выбор базовой величины для настройки приборов задатчика регулятора давления на нагнетании должен предусматривать дифференциальный учет повышения давления при переходных процессах.

В случае отсутствия ССВД в качестве базовой величины для настройки приборов следует принимать рабочее давление насосной станции  $P_{раб}$ , рассчитанное по формуле

$$P_{раб} \leq P_{np}(x) - \Delta p_{yd}(x), \quad (14)$$

где  $P_{np}(x)$  – давление, определяемое из гидравлического расчета трубопровода при стационарном режиме и окончательно назначаемое с учетом несущей способности труб вдоль всего участка,  $\Delta p_{yd}(x)$  – ударное повышение давления, рассчитанное с учетом затухания по длине из-за гидрпотерь по длине участка трубопровода, а также с учетом перепуска потока через НПС по формулам:

- Е.Л. Левченко и др. [7]

$$\Delta p_{yd}(x) = \rho \cdot c \cdot \Delta u \cdot \exp \left[ - \left( \frac{K^i \cdot x}{1,5 L} \right)^{1,5} \right], \quad (15)$$

- В.С. Станева и Ш.И. Рахматуллина [8, 9]

$$\Delta p_{yd}(x) = \rho \cdot c \cdot (1 - q) w_0 \cdot \exp \left( - \frac{\lambda \cdot Q}{\pi \cdot d^3} \cdot \frac{x}{c} \cdot 1,5 \right). \quad (16)$$

Здесь  $\rho$  – плотность жидкости,  $c$  – скорость звука в трубопроводе,  $\Delta u = u_0 - u_k$ ,  $u_0$ ,  $u_k$  – начальная и конечная скорости потока жидкости соответственно,

$$K^i = \frac{\lambda \cdot T \cdot u_0}{2D}; \quad T = L/c, \quad \lambda - \text{коэффициент гидравлического сопротивления, } L - \text{длина}$$

и диаметр участка трубопровода соответственно,  $Q$  – расход жидкости,  $x$  – расстояние от источника гидроудара,  $q = Q/Q_0$  – коэффициент, учитывающий изменение скорости потока в месте образования гидроудара ( $Q$ ,  $Q_0$  – расходы перекачки до и после остановки НПС).

Во избежание ложных отключений настройка, обусловленных инерционностью системы регулирования, погрешностью приборов защиты по предельным и аварийным давлениям рекомендуется прибор защиты по предельным давлениям настраивать на величину

$$P_{ПТ} = P_{раб}(x) + \Delta p_{н.р} + \Delta p_{ПТ}, \quad (17)$$

а по аварийным давлениям - на величину

$$P_{АТ} = (P_{ПТ} + \Delta p_{АТ}). \quad (18)$$

Здесь  $\Delta p_{н.р.}$ ,  $\Delta p_{ПГ}$ ,  $\Delta p_{АТ}$  - возможное превышение давления из-за инерционности системы регулирования, погрешности срабатывания приборов защиты по предельному и аварийному давлениям соответственно.

### **Выводы**

1. С учетом особенностей кавитационных процессов при работе насосов на нефтях разработаны математические модели и алгоритм настройки приборов системы защиты по давлениям на приеме насосных станций магистральных нефтепроводов.

2. Для магистральных нефтепроводов, не оснащенных системами сглаживания волн давления, в качестве базовой величины для настройки приборов защиты насосных станций должно приниматься рабочее давление  $P_{раб}$ , с учетом ударного повышения давления, возникающего при переходном процессе, и несущей способности труб вдоль всего участка трубопровода.

3. Величину  $P_{раб}$ , используемую для настройки задатчика регулятора давления на нагнетании, следует определять по формуле (14).

### **Литература**

1. Дронговский Ю.М., Зайцев Л.А. Настройка приборов системы защиты по давлению на нагнетании насосных станций магистральных нефтепроводов // РНТС «Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов.-М.:ВНИИОЭНГ. – 1973, № 9.- с. 9-10.

2. Дронговский Ю.М., Зайцев Л.А. Настройка приборов системы защиты по давлению на всасывании насосных станций магистральных нефтепроводов // РНТС «Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов.-М.:ВНИИОЭНГ. – 1974, № 2. - с. 11-13.

3. Спрейкер В.А. влияние свойств жидкости на кавитацию в центробежных насосах. Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. А, Энергетические машины и установки, 1965.- с.89-97.

4. Рахматуллин Ш.И. Кавитация в гидравлических системах магистральных нефтепроводов. М.: Недра. 1986.
5. Сейелман В. Что должны знать инженеры о кавитации и NSPH, чтобы сделать экономичный выбор насоса. Пайр Лайн индустрии, июль, 1961.
6. СНиП 2.05.06-85\*. Магистральные нефтепроводы.
7. Левченко Е.Л., Николаев С.Б, Беккер Л.М. К вопросу о применении систем сглаживания волн давления на нефтепроводах АК «Транснефть» // Трубопроводный транспорт нефти.- 2001, № 12.- С. 19 – 27.
8. Станев В.С., Рахматуллин Ш.И. Учет затухания гидроудара в магистральном трубопроводе.//Нефтяное хозяйство. – 2003, № 9 – С. 98 – 99.
9. Станев В.С., Гумеров А.Г., Гумеров К.М., Рахматуллин Ш.И. Оценка прочности участка магистрального трубопровода с учетом гидроудара // Нефтяное хозяйство. - 2004, № 4. - с. 112 – 114.