

Регулирование подачи центробежного насоса перепуском



Н. М. Подволоцкий,
д.т.н., профессор
Государственного
университета морского
и речного флота
им. адм. С. О. Макарова

Выполнение основных положений Международной Конвенции о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими предусматривает полную зачистку емкостей при каждой балластировке [1]. Реализация повышенных требований к зачистке балластных емкостей может быть решена при проектировании на основе моделирования процессов зачистки балласта. Это делает актуальным аналитическое описание регулирования подачи центробежных балластных насосов.

Существуют две схемы регулирования подачи центробежного насоса перепуском (рис. 1). Первая схема (рис. 1а) обеспечивает перепуск из нагнетательного трубопровода во всасывающий по кольцевому трубопроводу с перепускным клапаном. В установившемся режиме насос на участке *ab* имеет подачу Q , по перепускному трубопроводу проходит часть подачи насоса Q_n . От входа жидкости в приемный трубопровод до точки *a* – точки возврата перепускаемой жидкости в основной трубопровод – проходит количество жидкости, равное $Q - Q_n$. Аналогичное количество жидкости перемещается от точки *b* – точки отвода жидкости на перепуск – до заполняемой емкости.

Вторая схема регулирования подачи центробежного насоса (рис. 1б) реализует перепуск жидкости из нагнетательного трубопровода в приемный резервуар по более длинному по сравнению с первой схемой трубопроводу, также оборудованному перепускным клапаном. Во второй схеме от входа в приемный трубопровод до насоса и далее до точки *b* разделения основного потока на перепуск и по назначению идет подача Q . Она разделяется на

величины Q_n и $Q - Q_n$, как и в первой схеме.

Рассмотрим особенности применения той и другой схемы регулирования для выполнения зачистки. Первая схема регулирования подачи насоса обеспечивает его устойчивую работу в режиме зачистки. Известно, что центробежный насос срывает (прекращает подачу) при поступлении в него воздуха через вихревую воронку вследствие недостаточного подтекания жидкости к приемнику, а также кавитационных явлений. В результате перепуска жидкости с нагнетания на всасывание в режиме зачистки создается более устойчивый режим работы, отодвигающий начало срыва насоса и таким образом обеспечивающий более полное осушение емкостей.

При использовании второй схемы перепуск в приемный резервуар увеличивает объем зачищаемой среды. Это ведет к увеличению времени зачистки и к снижению эффективности процесса регулирования, поэтому вторая схема не нашла применения при зачистке емкостей. Однако она используется для регулирования производительности сепарационных установок топлива и масла, что осуществляется с помощью перепу-

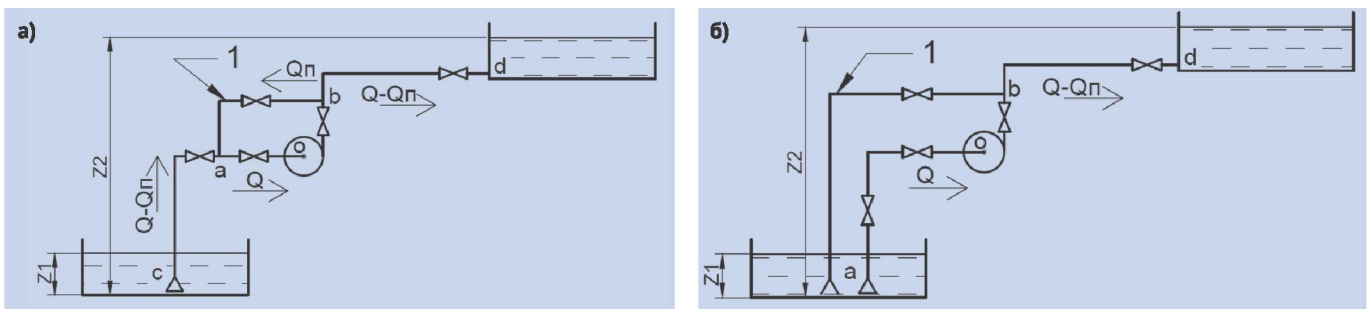


Рис. 1. Принципиальные схемы регулирования подачи центробежных насосов перепуском: а) из нагнетательного трубопровода во всасывающий; б) из нагнетательного трубопровода в осушаемую емкость; 1 – перепускной трубопровод с регулирующим клапаном

ска части производительности насоса, подающего топливо или масло на сепарирование. Кроме того, схема применяется для регулирования топливopодачи в котельных установках, топливopодачи насосов двигателей внутреннего сгорания и для других целей.

Процессы регулирования подачи насосов обычно изображают в координатах напор – подача [2]. Варианты регулирования подачи центробежного насоса по первой и второй схемам подобны, поэтому могут быть представлены типовым графиком (рис. 2).

При полном открытии перепускного клапана характеристика исходной системы 2 перемещается в положение 3, рабочая точка 1 исходной системы также перемещается и занимает положение 1'. Это происходит вследствие уменьшения гидравлического сопротивления системы, вызванного перераспределением потоков. Новое положение характеристики системы находим, складывая значения подачи характеристик исходной системы и перепускного трубопровода по линиям постоянных напоров. Переход из рабочей точки 1 в положение 1' (рис. 2) сопровождается увеличением подачи насоса ΔQ и снижением напора на величину ΔH .

Для определения величин подачи по назначению Q_c и на перепуск Q_n при полностью открытом перепускном клапане проводим через точку 1' вспомогательную линию, параллельную оси подачи, пересечение которой с исходной характеристикой системы делит полную подачу насоса Q на искомые составляющие Q_c и Q_n .

При полном открытии перепускного клапана устанавливают максимально возможную величину перепуска и минимально возможное количество жидкости, идущей по назначению. Частичные значения этих величин могут быть получены, если перепускной клапан закрыт. На рис. 2 пунктиром показано положение системы при половинном открытии перепускного клапана. При этом изменяется положение гидравлической характеристики перепускного трубопровода. Соответственно изменится положение суммарной характеристики системы. В результате уменьшается полная величина подачи насоса и перепуска, но количество жидкости, идущей по назначению, увеличивается.

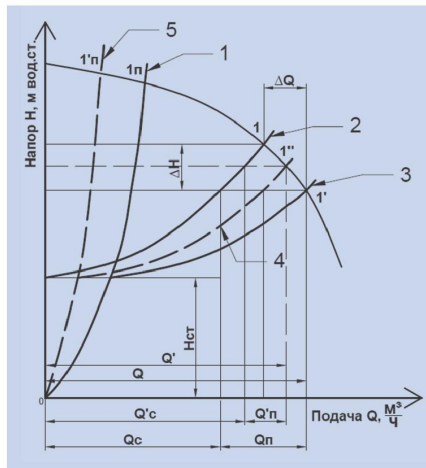


Рис. 2. Принципиальная схема регулирования подачи центробежного насоса перепуском. Характеристики: 1 – перепускного трубопровода, 2 – системы без перепуска, 3 – с перепуском, 4 – при частичном открытии перепускного клапана, 5 – перепускного трубопровода при частичном открытии перепускного клапана. Рабочие точки: 1' – системы с перепуском; 1_п – перепускного трубопровода, 1', 1'' – при частичном открытии перепускного клапана

При регулировании подачи центробежного насоса перепуском за счет увеличения прибавки подачи на величину ΔQ (рис. 2) возможна перегрузка привода насоса по мощности. В инструкциях по эксплуатации в таких случаях рекомендуют прикрывать нагнетательный клапан за насосом, что ведет к увеличению гидравлического сопротивления исходной системы. В результате она займет положение, показанное штрих-пунктиром на рис. 3, с рабочей точкой 1_{др}. Соответственно изменит положение суммарная характеристика: она переместится в точку 1'. Полная подача насоса уменьшится на величину $\Delta Q_{др}$ (рис. 3), что снизит перегрузку привода насоса. Одновременно происходит некоторое снижение подачи жидкости, идущей на перепуск. Количество жидкости, поступающей в систему по назначению, согласно рис. 3, не изменилось. Но это нельзя считать правилом.

На процесс регулирования подачи центробежного насоса перепуском оказывает влияние статическая составляющая потеря напора (рис. 4). При ее увеличении рабочая точка системы 1' перемещается в положение 1'_{ст}, что ведет к уменьшению подачи насоса на величину $\Delta Q_{ст}$ (рис. 4). Количество жидкости, идущей на перепуск, несколько возрастает по отношению к исходному, подача в систему по назна-

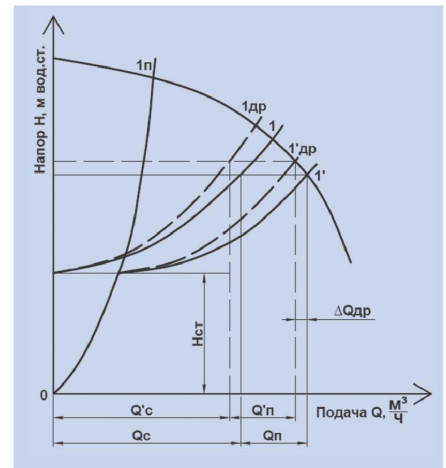


Рис. 3. Влияние процесса дросселирования основной системы на параметры регулирования подачи центробежного насоса при перепуске: — исходный процесс; - - - процессы при дросселировании основной системы

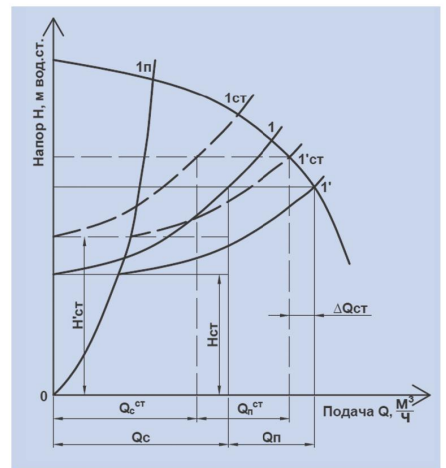


Рис. 4. Влияние увеличения статической составляющей потерь напора на параметры регулирования подачи центробежного насоса: — исходный процесс; - - - процессы при увеличении статической составляющей потерь напора

чению уменьшается. При уменьшении статической составляющей потерь напора происходят изменения в противоположном направлении.

Для целей моделирования процесса зачистки емкостей необходимо аналитическое описание регулирования подачи центробежного насоса перепуском. Известные в данной задаче – значения подачи и напора в рабочих точках, количество жидкости перепускаемой и идущей по назначению.

Для определения рабочей точки запишем уравнения характеристики напор – подача насоса и характеристики системы [3]:

$$H_n = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 \quad (1)$$

$$H_c = H_{cm} + RQ^2, \quad (2)$$

где Q – подача насоса;

a_0, a_1, a_2 – постоянные размерные коэффициенты, определяемые при аппроксимации напорно-расходной характеристики насоса;

H_c – напор, потребляемый системой;

H_{cm} – статическая составляющая потерь напора;

R – обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления системы.

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет определить параметры подачи и напора в рабочей точке.

Запишем уравнение характеристики системы для случая, приведенного на рис. 1а, т. е. для регулирования подачи с использованием кольцевого перепускного трубопровода:

$$H_c = H_{ct} + RQ^2 = H_{ct} + (R_{ca} + R_{bd})(Q - Q_n)^2 + R_{aob}Q^2.$$

По аналогии может быть записана характеристика системы для второй схемы регулирования подачи центробежного насоса (рис. 1б):

$$H'_c = H'_{ct} + (R_{ao} + R_{ob})Q^2 + R_{bd}(Q - Q_n)^2,$$

где $R_{ca}, R_{bd}, R_{aob}, R_{ao}, R_{ob}$ – значения обобщенного гидравлического сопротивления участков всасывающего и нагнетательного трубопроводов согласно рис. 1.

Для определения величины перепуска Q_n для первой схемы регулирования подачи центробежного насоса используем равенство гидравлических сопротивлений участков aob и ab кольцевого трубопровода. Значения напора в точке b разделения расходов и в точке a их слияния для участков aob и ab кольцевого трубопровода равны (рис. 1а). Следовательно, равны и потери напора для этих участков, откуда следует равенство

$$R_{aob}Q^2 = R_n Q_n^2,$$

где R_n – обобщенное гидравлическое сопротивление перепускного трубопровода.

Из равенства сопротивлений находим величину перепуска

$$Q_n = Q \sqrt{\frac{R_{aob}}{R_n}}. \quad (3)$$

По аналогии для второй схемы регулирования получим такое же соотношение для величины перепуска. В результате характеристики систем для первой и второй схем регулирования, соответственно, преобразуются к виду

$$H_c = H_{cm} + \left[(R_{ca} + R_{bd}) \left(1 - \sqrt{\frac{R_{aob}}{R_n}} \right)^2 + R_{aob} \right] \cdot Q^2 = H_{cm} + RQ^2; \quad (4)$$

$$H'_c = H'_{cm} + \left[R_{bd} \left(1 - \sqrt{\frac{R_{aob}}{R_n}} \right)^2 + R_{aob} \right] Q^2 = H'_{cm} + R'Q^2. \quad (5)$$

Для рабочей точки системы справедливо равенство напоров, развиваемых насосом и потребляемого системой. Из равенства (1) и (4) запишем соотношение, которое позволяет найти подачу насоса при работе перепускного трубопровода:

$$(a_2 - R)Q^2 + a_1 Q + a_0 - H_{cm} = 0$$

$$Q_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4(a_2 - R)(a_0 - H_{cm})}}{2(a_2 - R)}$$

Принимаем значение подачи, соответствующее физике процесса.

Далее из соотношения (3), подставляя полученное значение подачи насоса, находим величину перепуска. Напор, потребляемый системой, находим из уравнения (4), также подставляя полученное значение подачи насоса. При известной подаче насоса из уравнений материального баланса системы находим значения уровней в осушаемой и заполняемой емкостях, необходимые для определения статической составляющей потерь напора:

$$H_{cm} = z_2 - z_1,$$

где z_2, z_1 – значения геометрических отметок уровней в осушаемой и заполняемой емкостях, отсчитываемые от общей базы (см. рис. 1а).

По аналогии находим параметры насоса при регулировании перепуском в осушаемую емкость (см. рис. 1б).

Величина подачи жидкости, идущей по назначению, равна

$$Q_c = Q - Q_n.$$

Максимальное значение величины перепуска системы определяется гидравлическим расчетом при проектировании в зависимости от эксплуатационных потребностей, свойств напорно-расходной характеристики насоса.

Эффективность процесса регулирования перепуском определяется величиной потерь на перепуск и равна площади прямоугольника $Q_n \cdot H_1$ (H_1 – напор, потребляемый системой с перепуском; рис. 5). Потери зависят от величины сопротивления перепускного трубопровода и статической составляющей потерь напора. При уменьшении величины гидравлического сопротивления перепускного трубопровода возрастает величина перепуска, а подача в систему, т. е. по назначению, уменьшается (рис. 5). В целом подача насоса увеличивается. При росте гидравлического сопротивления перепускного трубопровода процессы идут в противоположном направлении.

Площадь потерь, равная $Q_n \cdot H_1$, с уменьшением гидравлического сопротивления системы растет (рис. 5).

При увеличении статической составляющей потерь напора величина перепуска несколько возрастает (рис. 4), а величина подачи в систему уменьшается. В целом увеличение статической составляющей потерь напора приводит к уменьшению подачи насоса. При уменьшении статической составляющей потерь напора процессы идут в противоположном направлении: величина перепуска уменьшается, а количество жидкости, поступающей по назначению, увеличивается (рис. 6). Площадь $Q_n \cdot H_1$, формирующая потери мощности на регулирование перепуском при уменьшении статической составляющей потерь напора, растет.

При полученных результатах потерь мощность насоса на регулирование перепуском, уменьшение гидравлического сопротивления перепускного трубопровода увеличивает потери, а уменьшение статической составляющей их уменьшает, следует ожидать их оптимального сочетания при минимальной потере мощности.

Значение КПД насоса при регулировании перепуском может быть представлено соотношением [4]

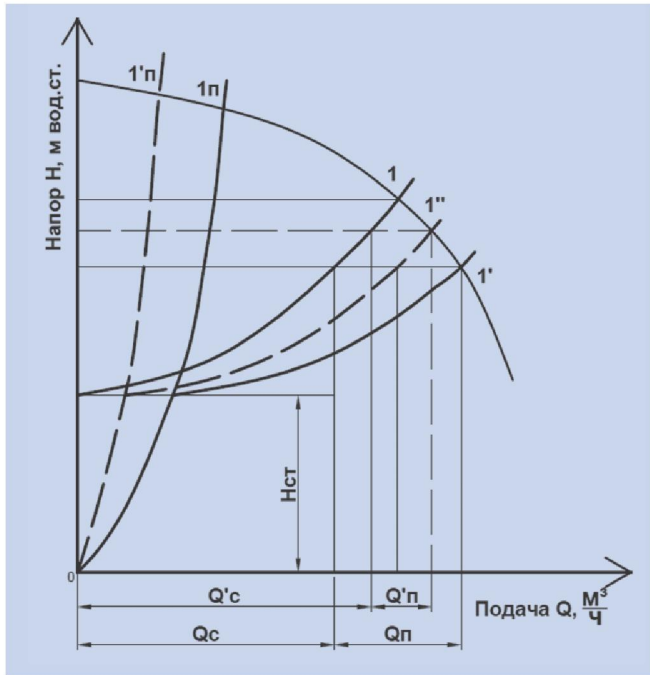


Рис. 5. Изменение параметров регулирования подачи насоса при уменьшении гидравлического сопротивления перепускного трубопровода: новые значения параметров насоса $Q'_п$ и $Q'_с$ и исходные $Q_п$ и $Q_с$.

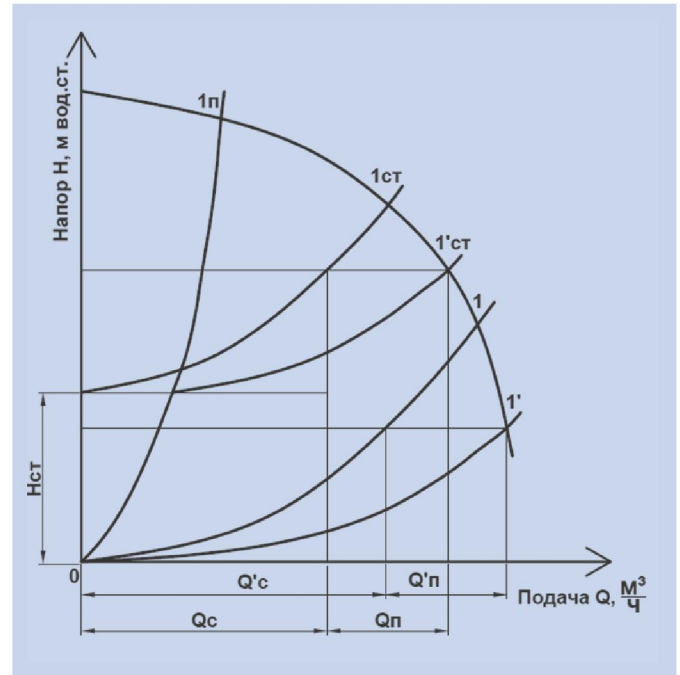


Рис. 6. Изменение параметров регулирования подачи насоса с уменьшением статической составляющей потерь напора: $Q'_п$ и $Q'_с$ – исходные параметры, $Q'_п$ и $Q'_с$ – новые

$$\eta'_н = \eta_n \frac{Q}{Q + Q_n} = \eta_n \frac{1}{1 + \frac{Q_n}{Q}}$$

где η_n – КПД насоса на режиме, соответствующем полной подаче Q .

При одновременном регулировании подачи центробежно-го насоса перепуском и дросселированием основной системы КПД насоса уменьшается по зависимости

$$\eta'_н = \eta_n \frac{H_c}{H} \frac{1}{1 + \frac{Q_n}{Q}}$$

где H_c – напор, потребляемый системой при сниженной подаче; H – напор, развиваемый насосом по характеристике $H-Q$ при сниженной подаче.

Таким образом, регулирование дросселированием дополнительно уменьшает КПД насоса [5]. Более эффективный способ регулирования состоит в использовании только перепускного клапана, что несколько повысит КПД насоса.

В целом КПД насоса зависит от величины перепуска – функции свойств характеристики насоса, максимальной величины перепуска, статической составляющей потерь напора, степени дросселирования перепуска и основной системы.

Мощность, потребляемая насосом в режиме регулирования перепуском, определяется по формуле

$$N'_н = \frac{(Q + \Delta Q)\rho g(H - \Delta H)}{1000\eta'_н}$$

где Q, H – подача и напор насоса до регулирования; ΔQ – приращение подачи при регулировании; ΔH – снижение напора при регулировании; ρ – плотность перекачиваемой жидкости;

g – ускорение свободного падения; $\eta'_н$ – КПД насоса при регулировании.

К положительным сторонам регулирования подачи центробежного насоса перепуском относится возможность реализации зачистки емкостей при относительно простой конструкции привода насоса без изменения частоты вращения. Система имеет незначительное дооборудование. Использование рециркуляции обеспечивает более длительную работу насоса без срыва подачи по сравнению с другими способами регулирования. К недостаткам метода следует отнести пониженный КПД насоса при регулировании подачи.

Таким образом, получены математические зависимости, описывающие регулирование подачи центробежного насоса перепуском. Они могут быть использованы при моделировании процесса регулирования подачи с целью решения вопроса о более полной зачистке судовых емкостей согласно требованиям Конвенции о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими 2004 г.

Литература

1. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими 2004 г. М.: ИМО, 2004.
2. Певзнер Б. М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971. 384 с.
3. Подволоцкий Н. М. Определение рабочей точки для судовых трубопроводных систем аналитическим способом // Транспорт РФ. 2013. № 1 (44). С. 68–70.
4. Колпаков Л. Г. Центробежные насосы магистральных нефтепроводов. М.: Недра, 1985. 184 с.
5. Подволоцкий Н. М. Определение рабочей точки трубопроводной системы при регулировании подачи центробежного насоса дросселированием // Сб. научн. трудов ППС. ГУМРФ. 2016.