

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ГЛУБИНЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК В УСЛОВИЯХ ЗАВЫШЕННОГО НАПОРА НАСОСОВ

Петровых Л. В., Марченко А. Ю., Иващенко Е. П., Марченко М. Ю.,
Салтанов С. Н., Баринов И. М., Викулов Е. А.

Рассмотрены вопросы снижения энергетических затрат на рудничных водоотливных установках за счет снижения избыточного напора насосов до некоторых допустимых значений. Изложен подход к определению необходимой глубины регулирования насосов при различных способах изменения подачи и напора насосных агрегатов. Получены зависимости диаметра рабочего колеса насоса, плотности воздуховодяной смеси и частоты электрической сети в функции избыточного напора насосов.

Ключевые слова: водоотливные установки; избыточная напорность насосов; определение; глубина регулирования.

Необходимым условием устойчивой работы насосов шахтного водоотлива на трубопроводную сеть является наличие у них избыточной по отношению к высоте водоподъема напорности. Численно она определяется как разность фактического (по режиму работы) манометрического напора насоса и геометрической (геодезической) высоты нагнетания. Избыточная напорность насоса расходуется на перемещение воды по трубопроводной сети и преодоление её сопротивления. Необходимый уровень воды в практике эксплуатации насосных агрегатов шахтного водоотлива довольно часто превышен, что связано с непроизводительными энергетическими затратами. Это превышение чаще всего закладывается ещё на стадии проектирования водоотливных установок, когда выбираются насосы с ближайшим большим количеством рабочих колес. Поскольку у современных шахтных насосов номинальный напор на одно рабочее колесо составляет 80–180 м, то избыточная напорность насоса может быть весьма значительна, что влечет за собой соответствующие непроизводительные затраты электроэнергии.

Среди возможных способов снижения избыточного напора центробежных шахтных насосов в первую очередь следует выделить наиболее эффективные и приемлемые с точки зрения практической реализации: замена или подрезка рабочих колес, выпуск воздуха на всасе в насос, изменение частоты электрической сети.

Для реализации этих способов в первую очередь необходимо определение требуемой глубины уменьшения диаметра рабочего колеса D'_2 (при его замене или подрезке), плотности воздуховодяной смеси $\rho_{см}$ и частоты питающей электрической сети f' . Отсюда вытекает необходимость получения зависимостей указанных параметров в функции избыточной напорности насосов.

Излишний запас избыточного напора насоса $H_{изб.з}$ определяется как разность между напорами, соответствующими фактическому режиму работы насоса H_p и его допустимому значению $H_{p,д}$, т. е. излишний запас напора насоса $H_{изб.з} = H_p - H_{p,д}$ и есть тот запас, который требуется устранить. В существующей технической литературе при рекомендации допустимых величин запаса избыточного напора насосов (например, 5–15 % в работах [1, 2]) не указывается, относительно какого значения напорности ведется расчет этого процента. Очевидно, что здесь возможно его вычисление либо относительно высоты водоподъема H_p , либо относительно величины $H_{p,д}$.

При установлении зависимостей D'_2 , $\rho_{см}$ и $f' = f(H_{изб.з})$ будем рассматривать значения избыточной напорности насосов относительно величины H_p , при этом $\bar{H}_{изб.з} = H_{изб.з}/H_p$. Тогда на основе законов пропорциональности турбомашин требуемый диаметр рабочего колеса (замененного или подрезанного), соответствующий минимально допустимой напорной характеристике насоса (с режимным значением напора $H_{p,д}$

$$D'_2 = D_2 \sqrt{\frac{H_{p,д}}{H_p}}, \quad (1)$$

где значение $H_{p,д} = H_p - H_{изб.з}$.

С учетом этого диаметр $D'_2 = f(\bar{H}_{изб.з})$,

$$D'_2 = D_2 \sqrt{\frac{H_p - H_{изб.з}}{H_p}} = D_2 \sqrt{1 - \bar{H}_{изб.з}}. \quad (2)$$

Следовательно, достоверность определения величины D'_2 зависит, в основном, от точности обоснования излишнего запаса напора насоса, т. е. от величины $\bar{H}_{изб.з}$.

После определения устанавливаются напорная характеристика насоса и режим его работы, соответствующие этому диаметру. Пересчет характеристики насоса с диаметра D_2 на D'_2 осуществляется по зависимости (рис. 1)

$$H'_2/H_2 = (D'_2/D_2)^2. \quad (3)$$

Так как характеристика сети водоотливной установки не представляет собой параболу, выходящую из начала координат, режим

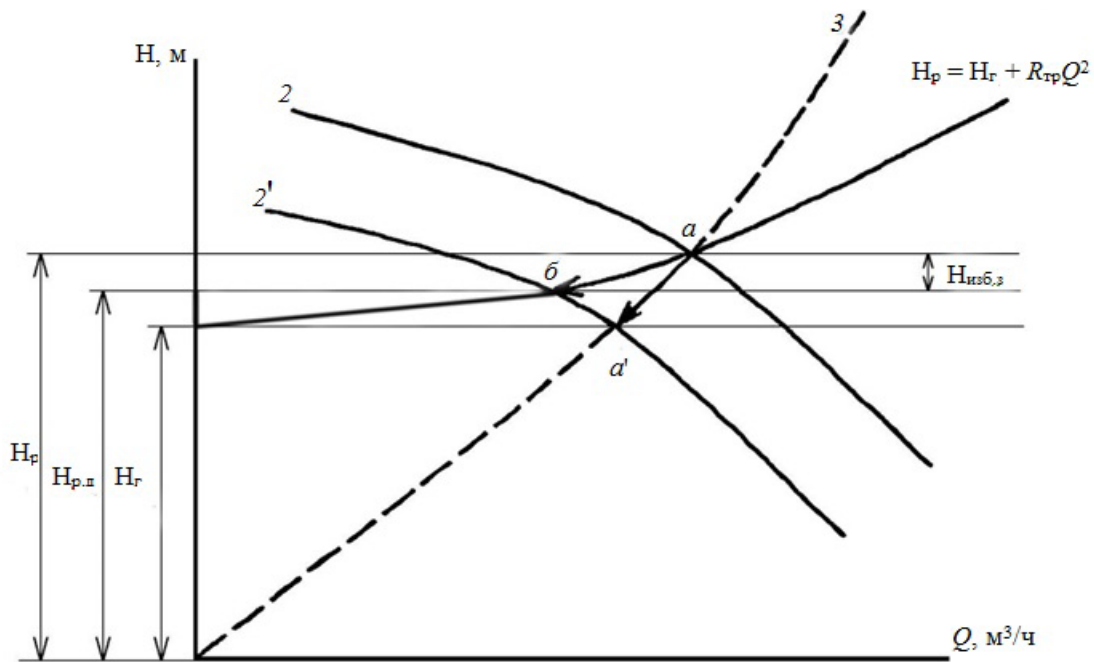


Рис. 1. Иллюстрация процедуры перевода режима работы насосной установки при подрезке рабочего колеса насоса:
2, 2' – характеристики насоса с неподрезанным и подрезанным рабочим колесом; 3 – гипотетическая характеристика сети, выходящая из начала координат

её работы следует определять графоаналитическим способом или посредством решения системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} H_p &= H_r + R_{mp} Q^2; \\ H_p &= H_0 + a'_1 Q - a'_2 Q^2, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где a'_1, a'_2 – коэффициенты, соответствующие напорной характеристике насоса с диаметром рабочего колеса D'_2 ; H_0 – напор насоса при нулевой подаче.

На рис. 1 показана процедура перемещения режима работы насоса из точки a с завышенным запасом напорности в точку b ,

в которой насос работает с минимально допустимым запасом избыточного напора $H_{p,д} = H_p - H_{изб.з}$, т. е. в наиболее выгодном с энергетической точки зрения режиме.

Вопросы практической реализации рассматриваемого способа снижения $H_{изб}$ достаточно подробно изложены в технической литературе и потому здесь не приводятся. Регулирование центробежных насосов впуском воздуха во всасывающую линию до сих пор было менее распространенным способом регулирования напорности шахтных водоотливных установок, чем, например, способ дросселирования, однако в последние годы

он находит все более широкое применение в связи с хорошими экономическими показателями. Достоинства этого способа – относительная простота и небольшая трудоемкость реализации.

Регулирование насоса впуском воздуха на всасывающем трубопроводе может быть произведено с помощью управляемого вентиля игольчатого типа. Для насосов, работающих с положительной высотой всасывания, дозирование воздуха осуществляется из окружающей среды за счет разрежения, создаваемого

насосом; для насосов, работающих с подпором, – от шахтной пневмосети.

При регулировании подачи центробежного насоса впуском воздуха во всасывающую линию напорная характеристика трубопровода 3 остается неизменной, а характеристика насоса 2 снижается по давлению и трансформируется в характеристику 2'. Рабочий режим водоотливной установки перемещается из точки *a* в точку *б* по характеристике трубопровода 3 при снижении напора и подачи насоса (рис. 2).

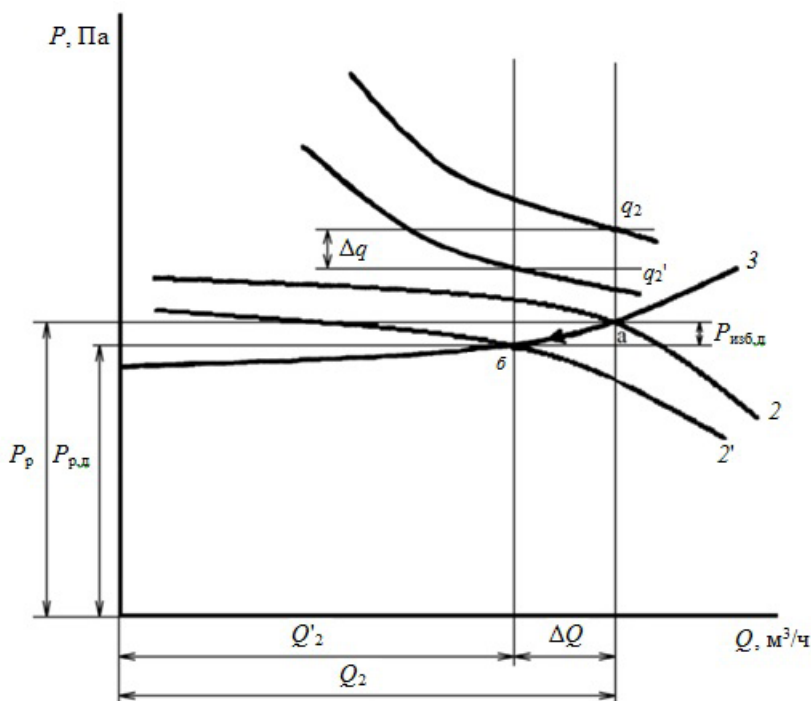


Рис. 2. Снижение избыточного напора насоса впуском воздуха на всасе

Во избежание необходимости пересчета характеристик насоса на разные плотности текучих сред (воды ρ и воздуховодяной смеси $\rho_{см}$) в данном случае удобнее оценивать насосную установку не по напору, а по развиваемому ею давлению. Следовательно, на основе теории турбомашин запишем

$$\frac{P_{р.д}}{P_p} = \frac{\rho_{см}}{\rho} \quad (5)$$

С учетом этой записи требуемая плотность смеси

$$\rho_{см} = \rho \frac{P_{р.д}}{P_p} = \rho \frac{P_p - P_{изб.з}}{P_p} = \rho(1 - \bar{P}_{изб.з}). \quad (6)$$

Расход дозируемого воздуха определится на основе расчета по этой формуле необходимой плотности смеси $\rho_{см}$; соответствующая ей напорная характеристика насоса обеспечит режим его работы с напором $H_{р.д}$.

Снижение подачи насоса от Q_2 до Q'_2 на величину ΔQ (при снижении давления насоса от P_p до $P_{р.д}$) (рис. 2):

$$(Q'_2 / Q_2)^2 = \frac{R(S+1)}{R/S + (1+q_0)^2}, \quad (7)$$

где $q_0 = Q_{во}/Q_2$ – относительный расход воздуха при введении его в трубопровод к условиям входа воды в первое рабочее колесо; S – коэффициент напорной характеристики на-

сосо ($S = (H - H_0)/Q^2$); R – постоянная трубопровода.

Изменение при этом удельных энергозатрат от q_2 до q'_2 на величину Δq (при снижении давления насоса от P_p до $P_{p,д}$):

$$\frac{q_2}{q'_2} = \bar{\rho}_{см} \left\{ 1 + \left[\frac{Q_2}{Q'_2} (2 - 1/\bar{\rho}_{см}) - 1 \right] \left[1 - \frac{q_m}{q'_2} \right] \right\}, \quad (8)$$

где q_m – коэффициент, представляющий минимальные удельные энергозатраты насосной установки [4]; $\rho_{см}$ – относительная средневзвешенная плотность водовоздушной смеси

$$\bar{\rho}_{см} = 1 - q_0 / \varepsilon \ln \frac{\varepsilon}{1 + q_0}, \quad (9)$$

где ε – степень сжатия воздуха, равная отношению P_H/P_0 (давлений в нагнетательном и во всасывающем патрубках насоса).

Так как $\rho_{см} < \rho$, то из анализа приведенных зависимостей следует, что рассматриваемый способ снижения избыточной напорности насосной установки достаточно экономичен. По данным работы [4] экономия расхода электроэнергии при этом способе регулирования

насосов составляет 2–3 %.

Однако наиболее экономичным способом снижения избыточного напора центробежных насосов до минимально обоснованных (допустимых) значений является частотный, предполагающий наличие в системе управления приводом насосных агрегатов частотных преобразователей (ПЧ), которые находят в настоящее время всё большее применение для регулирования насосов, вентиляторов и компрессоров в самых различных отраслях промышленности. Приводы с ПЧ обеспечивают плавное и глубокое экономичное регулирование подачи и напора вентиляторов, насосов и компрессоров. К недостаткам ПЧ следует отнести их относительно высокую стоимость, которая, однако, имеет постоянную тенденцию к снижению.

Зависимость частоты f' или частоты вращения ротора насоса ω' от величины избыточной напорности насоса при пересчете его напорных характеристик может быть также установлена на основе законов пропорциональности (рис. 3):

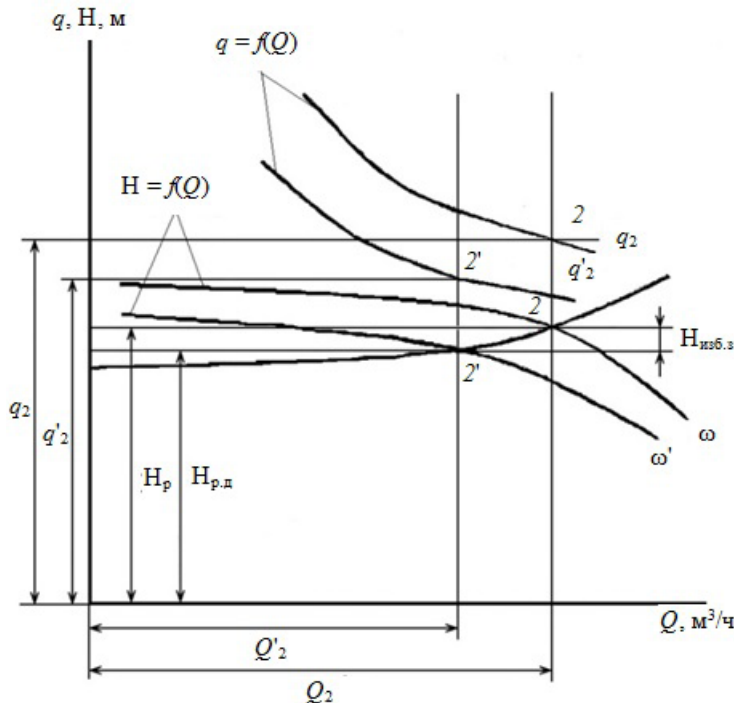


Рис. 3. Изменение характеристик насоса при изменении частоты вращения (для снижения $H_{изб.з}$)

$$H_{p,д}/H_p = (\omega'/\omega)^2 = (f'/f)^2. \quad (10)$$

Откуда
$$\omega' = \omega \sqrt{1 - \bar{H}_{изб.з}}; \quad f' = f \sqrt{1 - \bar{H}_{изб.з}}. \quad (11)$$

Изменение при этом удельных энергозатрат

$$\frac{q_2}{q'_2} = (\omega/\omega')^2 \left[1 + \left(\frac{Q_2}{Q'_2} \omega \omega' - 1 \right) \right] \left[1 - \frac{q_m}{q'_2} \right]. \quad (12)$$

Анализ этого выражения показывает, что при снижении частоты вращения удельные энергозатраты снижаются и, наоборот, при увеличении, они повышаются.

Техническая реализация частотного регулирования насосных агрегатов в самых различных отраслях промышленности в настоящее время достаточно подробно проработана и поэтому здесь она не приводится. То же самое можно сказать об использовании дросселирования на всасывающей линии насосов для снижения величины.

Следует также подчеркнуть, что в каждом конкретном случае окончательный выбор способа и обоснование технического решения для его реализации следует осуществлять на основе соответствующих экономических расчетов. Отдельно при этом следует остановиться на многоступенчатых схемах шахтного водоотлива, характерных для глубоких шахт [5]. Наиболее перспективными схемами главного водоотлива являются схемы с последовательно включенными насосами, расположенными на разных горизонтах – «из насоса в насос». Капитальные и эксплуатационные затраты на схемы «из насоса в насос» значительно меньше, чем затраты на схемы с промежуточным водосборником. Отрицательной стороной этой технологической схе-

мы водоотлива является жесткая связь между насосами разных горизонтов. В связи с этим изменения режимов работы насосов одного горизонта оказывает влияние на работу насосов другого горизонта, что и необходимо учитывать при решении вопросов снижения избыточной напорности многоступенчатых водоотливных установок.

Решать эту задачу можно отдельно по каждой ступени вышеизложенными способами, устанавливая при этом запас избыточной напорности предыдущего насоса, соизмеримым с допустимой величиной подпора на всасе последующего насоса. Однако при значительных запасах избыточной напорности обоих последовательно соединенных насосов может появиться реальная возможность уменьшения числа рабочих колес последующего насоса. Действительно, если суммарный запас избыточной напорности будет устойчиво больше, чем напор на одно колесо (секционного насоса), то снятие одного колеса последующего насоса значительно снизит энергозатраты всего ступенчатого каскада водоотливной установки без ущерба для его стабильного функционирования. Конечно, в каждом конкретном случае такие решения следует принимать после соответствующего анализа и расчета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. Свердловск: Metallurgizdat, 1956. 524 с.
2. Веселов А. И. Рудничные турбомашини. Свердловск: Metallurgizdat, 1956. 685 с.
3. Тимухин С. А., Петровых Л. В. Оценка энергозатратности избыточной напорности водоотливных установок. Изв. вузов. Горный журнал. 2011. № 5. С. 82–86.
4. Попов В. М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация): справ. пособие. М.: Недра, 1993. 224 с.
5. Водоотлив глубоких шахт. М.: Недра, ИГМ и ТК М. М. Федорова. 1967. 155 с.

Петровых Любовь Вячеславовна – ассистент кафедры общей электротехники УГТУ. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Иващенко Евгений Петрович – главный инженер, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка». E-mail: diagnos.cmn@gmail.com, diagnos@mail.ur.ru

Марченко Андрей Юрьевич – начальник лаборатории неразрушающего контроля, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка».

Марченко Михаил Юрьевич – ведущий инженер, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка».

Салганов Семен Николаевич – ведущий инженер, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка».

Баринев Игорь Михайлович – ведущий инженер, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка».

Викулов Евгений Александрович – инженер, эксперт. 620028, г. Екатеринбург, ул. Татищева, 94, ЗАО Центр диагностики и экспертизы «Цветметналадка».