

Методика расчета снижения электропотребления насосов и вентиляторов при установке частотно-регулируемого привода

Вайнер И. Г., канд. техн. наук

НП СРО «Гильдия энергоаудиторов», Москва

Показано изменение коэффициента полезного действия механизма при регулировании частоты вращения его привода. Предложена методика оценки снижения электропотребления при установке частотно-регулируемого привода (ЧРП), учитывающая изменение напора и КПД механизма. Установлено, что при различном числе включенных в работу насосов меняется суммарная потребляемая ими мощность за счет изменения КПД. Приведены примеры применения методики для расчета снижения электропотребления при установке ЧРП насосов и вентиляторов и выбора оптимального числа рабочих агрегатов с ЧРП.

Ключевые слова: электропривод, насос, вентилятор, преобразователь частоты, регулирование частоты вращения, характеристики механизма, расход жидкости, расход газа, напор, коэффициент полезного действия, экономия электроэнергии.

Для количественной оценки эффекта энергосбережения при регулировании частоты вращения приводов механизмов в 1997 г. была принята Инструкция [1]. Опыт, накопленный за последующие годы, позволяет уточнить предложенную в ней методику. Кроме того, для получивших широкое распространение работ по энергоаудиту требуется простой ориентировочный способ оценки экономии электроэнергии при установке ЧРП. Решение указанной задачи предлагается в настоящей статье.

Обычно, в том числе в [1], учитывается экономия электроэнергии вследствие исключения потерь в снижающих давление дросселирующих устройствах (клапанах, задвижках, направляющих аппаратах). Но существует и другая составляющая уменьшения энергопотребления — вследствие изменения КПД приводимого механизма.

На рис. 1 графически показано изменение КПД центробежного насоса при регулировании его частоты вращения.

В первом режиме работы с подачей G_1 , напором H_1 и КПД η_1 , соотношения между которыми определяются заводскими (каталожными) характеристиками $H_0(G_0)$, $\eta(G_0)$, давление после нерегулируемого насоса снижается в дросселирующем устройстве до $H_{\text{треб}}$. После установки преобразователя частоты (ПЧ) рабочая точка G_1 , $H_{\text{треб}1}$ перемещается на характеристику $H_f(G_f)$ по параболе, проходящей через начало координат [2]. При этом КПД, определяемый значением G_{01} , равен $\eta_{\text{ПЧ}1}$, который больше η_1 . Во втором режиме с подачей, превышающей номинальную (см. рис. 1), после установки ПЧ КПД уменьшается с η_2 до $\eta_{\text{ПЧ}2}$. Поскольку,

как правило, приводимые механизмы работают без превышения номинальных расходов, использование ЧРП приводит к повышению КПД.

Определить количественные изменения КПД при переходе на работу с регулируемым приводом можно графически (см. рис. 1). Но такие достаточно громоздкие построения уместны в проекте установки конкретного ПЧ. Для остальных случаев целесообразно пользоваться упрощенной методикой с рекомендованной в [2] приближенной аппроксимацией характеристик квадратичными зависимостями.

Напорно-расходная характеристика по двум точкам $G=0$, $H=H_{G=0}$ и $G_{\text{ном}}$, $H_{\text{ном}}$ описывается параболой

$$H = H_{G=0} - (H_{G=0} - H_{\text{ном}})(G/G_{\text{ном}})^2. \quad (1)$$

Зависимость КПД от расхода также по двум точкам $G=0$, $\eta=0$ и $G_{\text{ном}}$, $\eta_{\text{ном}}$ можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_{\text{ном}} - \eta_{\text{ном}}(G - G_{\text{ном}})^2/G_{\text{ном}}^2 = \\ &= \eta_{\text{ном}}[1 - (G/G_{\text{ном}} - 1)^2]. \end{aligned} \quad (2)$$

Рабочая точка ЧРП $G_{\text{ПЧ}}$, $H_{\text{треб}}$ находится на проходящей через нуль параболе

$$H = (H_{\text{треб}}/G_{\text{ПЧ}}^2)G^2. \quad (3)$$

Необходимое для расчета $\eta_{\text{ПЧ}}$ значение $G_{0\text{ПЧ}}$ (на рис. 1 эта величина обозначена как G_{01} , G_{02}) вычисляются из условия пересечения кривых H , определяемых по формулам (1) и (3):

$$\begin{aligned} H_{G=0} - (H_{G=0} - H_{\text{ном}})(G_{0\text{ПЧ}}/G_{\text{ном}})^2 = \\ = (H_{\text{треб}}/G_{\text{ПЧ}}^2)G_{0\text{ПЧ}}^2, \end{aligned}$$

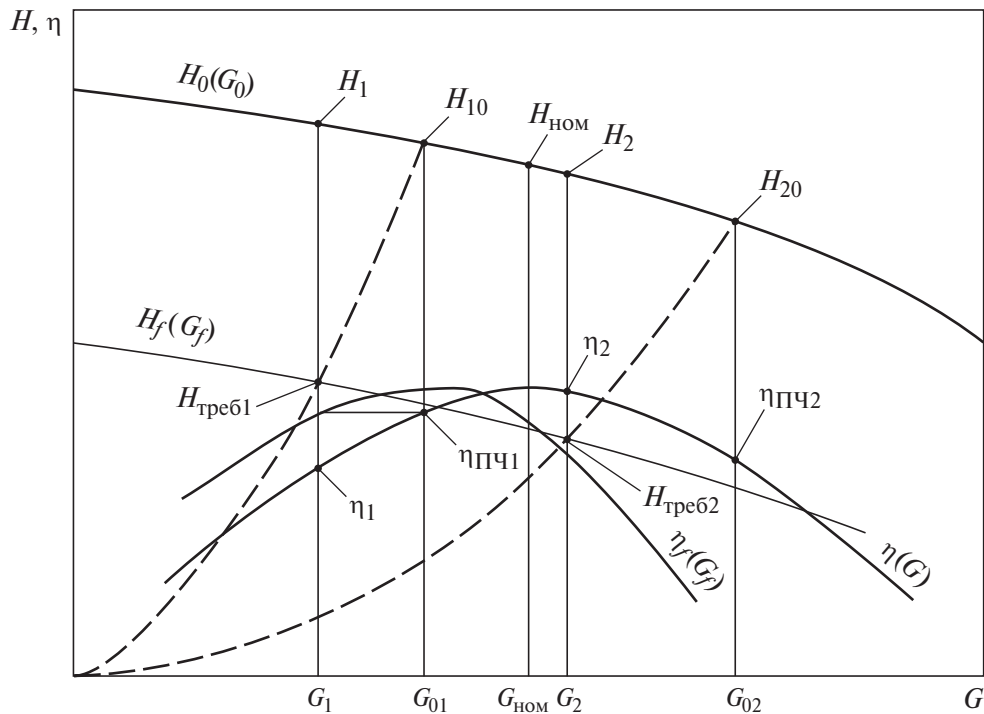


Рис. 1. Изменение КПД центробежного насоса при регулировании его частоты вращения

откуда

$$\begin{aligned} G_{0ПЧ} / G_{НОМ} = & \\ = \{ & H_{G=0} / [H_{Треб} (G_{НОМ} / G_{ПЧ})^2] + \\ & + (H_{G=0} - H_{НОМ}) \}^{1/2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Подставляя $G_{0ПЧ} / G_{НОМ}$ в формулу (2), находим $\eta(G_{0ПЧ})$.

Для газодувных машин (ГДМ) в отличие от насосов максимум напора приходится не на нулевой расход газа, а примерно на расход $V_{Hmax} = (0,3 \div 0,5) V_{НОМ}$. При этом аналитическая зависимость напора от расхода оказывается несколько более громоздкой:

$$H = H_{max} + (H_{НОМ} - H_{max})(V - V_{Hmax})^2 / (V_{Hmax} - V_{НОМ})^2, \quad (5)$$

где значения H_{max} , V_{Hmax} , $H_{НОМ}$, $V_{НОМ}$ берутся из характеристик ГДМ, причем точкой номинального режима следует считать точку, приходящуюся на максимум КПД.

Соответственно вместо применяемой для насосов формулы (4) для ГДМ используют выражение

$$\begin{aligned} V_{0ПЧ} = & aV_{Hmax} / (a - b) + \\ + \{ & [aV_{Hmax} / (a - b)]^2 - (H_{max} + \\ & + aV_{Hmax}) / (a - b) \}^{1/2}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $a = (H_{НОМ} - H_{max}) / (V_{Hmax} - V_{НОМ})^2$; $b = H_{ПЧ} / V_{ПЧ}^2$.

Значения потребляемой из сети электрической мощности, кВт, для насосов и ГДМ определяют из равенств:

$$P_{нас} = 2,72GH\rho \cdot 10^{-6} / (\eta_{нас}\eta_{эл.прив}); \quad (7)$$

$$P_{ГДМ} = 2,72VN \cdot 10^{-3} / (\eta_{ГДМ}\eta_{эл.прив}), \quad (8)$$

где расход жидкости (газа) $G(V)$ выражен в $\text{м}^3/\text{ч}$, напор H — в метрах, плотность жидкости ρ — в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Коэффициент полезного действия электропривода $\eta_{эл.прив}$ равен произведению КПД электродвигателя $\eta_{эл.дв}$ и КПД ПЧ $\eta_{преоб}$ (естественно, при его наличии). Поскольку КПД нерегулируемого электродвигателя при нагрузках выше 20 % мало отличается от номинального, можно принять его постоянным и равным номинальному.

При работе от ПЧ магнитные потери в двигателе уменьшаются. Оценить же электрические потери в общем виде невозможно, так как ток электродвигателя зависит от законов регулирования технологического параметра и преобразователя. Поэтому целесообразно и при работе с ПЧ считать КПД электродвигателя номинальным. КПД преобразователя следует брать из его паспортных данных, а при их отсутствии принимать $\eta_{преоб} = 0,98$.

Исходя из равенств (7), (8), при установке ПЧ и изменении напора и КПД механиз-

ма с H_0 , η_0 на $H_{ПЧ}$, $\eta_{ПЧ}$ (расход остается прежним, а $\eta_{эл.привПЧ} = 0,98\eta_{эл.прив0}$) получим относительное изменение мощности

$$\Delta P/P_0 = (P_{ПЧ} - P_0)/P_0 = 1,02(H_{ПЧ}/H_0)/(\eta_{ПЧ}/\eta_0) - 1, \quad (9)$$

где P_0 и $P_{ПЧ}$ — потребляемые электроприводом мощности до и после установки ПЧ.

Если при обследованиях измеряют или рассчитывают потребляемую из сети электрическую мощность нерегулируемого привода, то по относительному снижению мощности просто определить и ее абсолютное снижение ΔP , кВт, при установке ЧРП.

Годовое снижение электропотребления, кВт·ч, при различных уменьшениях мощности ΔP_i , кВт, на разных интервалах времени T_i , ч, находят по формуле

$$\Delta \mathcal{E}_{год} = \Sigma \Delta P_i T_i, \quad (10)$$

где $\Sigma T_i = 8760$ ч.

Рассмотрим примеры расчетов по предложенной методике.

1. На теплостанции установлены сетевые насосы типа СЭ 1250-140, характеристики которых показаны в [2]. В летний сезон работает один насос со средней подачей $450 \text{ м}^3/\text{ч}$, который при отсутствии ЧРП (как следует из характеристик) развивает напор 178 м; КПД насоса 0,57, нагрузка на валу — 380 кВт.

При наличии ЧРП требуемый напор 90 м обеспечивается без потерь в клапане на выходе насоса. В таком режиме по формуле (4) находим $G_{0ПЧ}/G_{ном} = \sqrt{185/[90(1250/450)^2 + 185 - 140]} = 0,5$, а по формуле (2) — $\eta_{ПЧ} = 0,84[1 - (1 - 0,5)^2] = 0,63$. Повышение КПД составило 10,5 %.

Следует отметить, что по заводской кривой КПД для $G_{0ПЧ} = 0,5G_{ном} = 625 \text{ м}^3/\text{ч}$ получаем $\eta_{ПЧ} = 0,69$, т. е. на 21 % выше, чем при отсутствии ЧРП. Расхождение результатов вызвано погрешностью аппроксимации действительной характеристики квадратичной зависимостью.

Мощность на валу насоса $N_{нас} = 2,72GH\rho \times 10^{-6}/\eta_{нас} = 2,72 \cdot 450 \cdot 90 \cdot 1000 \cdot 10^{-6}/0,63 = 175$ кВт, т. е. на 205 кВт (54 %) ниже, чем при отсутствии ЧРП.

Если не вычислять абсолютные значения мощностей, а использовать формулу (9), то при относительных изменениях напора $90/178 = 0,506$ и КПД $0,63/0,57 = 1,105$ изменение мощности $\Delta P/P_0 = 1,02 \cdot 0,506/1,105 -$

$-1 = -0,533$ отн. ед., т. е. электропотребление снизится на 53,3 %.

2. На теплостанции установлены три водогрейных котла типа КВГМ-20, укомплектованные вентиляторами типа ВДН-12,5 с электродвигателями мощностью 30 кВт ($n = 1000$ об/мин, $\eta_{двиг} = 0,90$). Зимой в работе находятся два котла со средними нагрузками по 16 Гкал/ч, летом — один котел со средней нагрузкой 10 Гкал/ч. Предлагается установить ЧРП для вентиляторов котлов.

При работе на газе котлы имеют следующие номинальные параметры:

расход газа $V_{ном} = 2530$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$;
коэффициент избытка воздуха за топкой $\alpha_{ном} = 1,06$;

аэродинамическое сопротивление котла $H_{кот} = 57$ мм вод. ст., горелки — $H_{гор} = 150$ мм.

Расход воздуха вентилятором котла

$$V_{воз} = \alpha V_0 B_{ном} (Q_{раб}/Q_{ном}),$$

где $V_0 = 9,58$ — теоретический удельный расход воздуха при сжигании газа; $Q_{раб}/Q_{ном}$ — относительная нагрузка котла.

Требуемый напор вентилятора

$$H_{вент.тр} = (H_{кот} + H_{гор} + \Delta H_{вх}) (V_{воз.раб}/V_{воз.ном})^2,$$

или

$$H_{вент.тр} = (H_{кот} + H_{гор} + \Delta H_{вх}) (Q_{раб}/Q_{ном})^2 (\alpha_{раб}/\alpha_{ном})^2,$$

где $\Delta H_{вх} = 5$ мм — потери давления в коробах на входе вентилятора; $V_{воз.раб}/V_{воз.ном}$ — относительный расход воздуха.

Результаты расчетов сведены в таблицу. В ней же приведены полученные по характеристикам вентилятора ВДН-12,5 показатели для нерегулируемого вентилятора $H_{вент.нерег}$ и $\eta_{нерег}$. Значения коэффициентов избытка воздуха взяты из режимных карт котлов.

При обеспечении требуемого напора путем регулирования частоты вращения вентилятора по формулам (6), (12) для зимнего и летнего режимов получаем одинаковые показатели: $G_{расч} = 28$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, $\eta_{ПЧ} = \eta_{ном}$.

Для вычисления снижения потребляемых мощностей при установке ЧРП можно воспользоваться выражением (9). Но можно также вычислить мощности в режимах с ПЧ по формуле (8):

$$P_{ПЧ зим} = 2,72 \cdot 24,7 \cdot 0,195 / (0,83 \cdot 0,90 \cdot 0,98) = 17,9 \text{ кВт};$$

| Режим | $Q_{\text{раб}}/Q_{\text{ном}}$ | α | $V_{\text{воз}}, \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ | $H_{\text{вент.тр.}}, \text{ мм вод. ст.}$ | $H_{\text{вент.нерег.}}, \text{ мм вод. ст.}$ | $\eta_{\text{нерег.}}, \%$ | $P_{\text{нерег.}}, \text{ кВт}$ |
|-------------|---------------------------------|----------|---|--|---|----------------------------|----------------------------------|
| Номинальный | 1 | 1,06 | 25,7 | 212 | 255 | 82 | 24,2 |
| Зимний | 0,8 | 1,20 | 4,7 | 195 | 258 | 82 | 23,5 |
| Летний | 0,5 | 1,50 | 19,2 | 119 | 279 | 79 | 20,5 |

$$\Delta P_{\text{зим}} = 23,5 - 17,9 = 5,6 \text{ кВт}$$

(снижение на 23,8 %);

$$P_{\text{ПЧ лет}} = 2,72 \cdot 19,2 \cdot 0,119 / (0,83 \cdot 0,90 \cdot 0,98) = 8,5 \text{ кВт};$$

$$\Delta P_{\text{лет}} = 20,5 - 8,5 = 12,0 \text{ кВт}$$

(снижение на 58,5 %).

Продолжительность работы котлов в отопительный период — 213 дней, летом — 130 дней. При этом годовое потребление вентиляторов котлов с нерегулируемым приводом $\mathcal{E} = 2 \cdot 23,5 \cdot 213 \cdot 24 + 20,5 \cdot 130 \cdot 24 = 277,7$ тыс. кВт·ч, а снижение электропотребления от применения ЧРП, определяемое по формуле (10), $\Delta \mathcal{E} = 2 \cdot 5,6 \cdot 213 \cdot 24 + 12,0 \cdot 130 \times 24 = 95$ тыс. кВт·ч, или 34,2 %.

Эффект энергосбережения вследствие повышения КПД механизмов может быть также получен при наличии нескольких ЧРП путем выбора оптимального числа работающих приводов.

Если, например, в работу включен один регулируемый насос, который большую часть времени работает за пределами рабочей зоны с близкой к номинальной частотой вращения, то он будет иметь пониженный коэффициент полезного действия. Переход к использованию двух насосов с ЧРП может обеспечить их работу с более высокими КПД. Аналогичная ситуация возможна при параллельной работе нерегулируемого и регулируемого насосов, когда у первого подача намного больше номинальной, а у второго — значительно меньше, за счет чего у обоих низкий КПД. Здесь также переход к работе двух насосов с ЧРП даст экономию электроэнергии вследствие увеличения КПД.

Таким образом, задача сводится к построению зависимостей потребляемой механизмами мощности от основного технологического показателя при различном числе механизмов и определению точек перехода на зависимость с меньшим значением мощности.

При аппроксимации задаваемых графически заводских характеристик напора и КПД насосов формулами (1) и (2) на примере насоса типа СЭ1250-140-11 получаем:

$$H = 185 - 28,8G^2; \eta = 0,84 - 0,54(G - 1,25)^2,$$

где напор H выражается в метрах, подача G — в тыс. м³/ч.

При переменной частоте вращения агрегата, выраженной в относительных единицах ($n = n_{\text{абс}}/n_{\text{ном}}$), эти зависимости имеют вид:

$$H_n = 185n^2 - 28,8G_n^2; \quad (11)$$

$$\eta_n = 0,84 - 0,54(G_n/n - 1,25)^2. \quad (12)$$

Если в системе поддерживается постоянное давление на входе и выходе насоса, то имеют место однозначные зависимости частоты вращения и КПД от расхода воды, в которых напор H является параметром:

$$n = 0,0735\sqrt{H + 28,8G_n^2}; \quad (13)$$

$$\eta_n = 0,84 - 0,54[G_n / (0,0735\sqrt{H + 28,8G_n^2}) - 1,25]^2. \quad (14)$$

Соответственно мощность на валу насоса с учетом выражения (14) также зависит только от расхода воды и определяется по формуле

$$N_n = 2,72G_nH/\eta_n, \quad (15)$$

а потребляемая из сети мощность — из выражения

$$P_n = 2,72G_nH/(\eta_n\eta_{\text{эл.прив}}). \quad (16)$$

С помощью приведенных выше выражений можно аналитически сформулировать поставленную задачу выбора числа работающих агрегатов по минимуму потребляемой мощности, т. е. записать выражение для вычисления расхода воды, при котором разность мощностей при разном числе насосов меняет знак.

Равенство мощностей при одинаковых напоре и расходе воды (суммарном) означает равенство КПД. Поэтому точку перехода к

режиму работы с другим числом насосов можно получить из выражения (14) для разного числа агрегатов. Например, при работе одного насоса с расходом воды G_1 и напором H

$$\eta_1 = 0,84 - 0,54[G_1 / (0,0735\sqrt{H + 28,8G_1^2}) - 1,25]^2. \quad (17)$$

В варианте с двумя насосами и теми же напором и общим расходом

$$\eta_2 = 0,84 - 0,54\{G_1/2 / [0,0735\sqrt{H + 28,8(G_1/2)^2}] - 1,25\}^2. \quad (18)$$

В точке перехода к режиму с другим числом насосов $\eta_1 = \eta_2$, откуда

$$G_1 / (0,0735\sqrt{H + 28,8G_1^2} - 1,25) = - \{G_1/2 / [0,0735\sqrt{H + 28,8(G_1/2)^2}] - 1,25\}. \quad (19)$$

Решить уравнение (19) относительно G_1 не представляется возможным, поэтому приходится определять $G_1(H)$ численными методами. Полученные результаты при различных H графически показаны на рис. 2, а. Расход воды, при котором следует переходить к режиму работы с другим числом насосов, изменяется от 1140 м³/ч при напоре 60 м до 1610 м³/ч при напоре 120 м.

Пусть, например, теплостанция работает с расходом воды 1700 м³/ч и напором в теплосети 60 м, для обеспечения которого необходим напор сетевых насосов 90 м. При этом в работе должны находиться два сетевых насоса, поскольку точка перехода (см. рис. 2, а) равна 1400 м³/ч. Действительно, по выражениям (13) – (15) один насос будет работать с частотой вращения $n_1 = 0,97$ отн. ед., КПД $\eta_1 = 0,70$, мощностью на валу 594,5 кВт, а два насоса — соответственно с $n_2 = 0,77$ отн. ед., $\eta_2 = 0,83$, $N_2 = 2 \cdot 250,7 = 501,4$ кВт. Снижение мощности составит 93,1 кВт, или 15,6 %.

На рис. 2, б приведены зависимости мощностей насосов от расхода воды $N(G)$ в рассматриваемых вариантах работы одного и двух агрегатов с постоянным напором 90 м.

Если не использовать предложенную аппроксимацию характеристик насоса квадратичными зависимостями, то придется определять мощность по заданным графически характеристикам напора и КПД. Например, расход воды насосно-перекачивающей станцией составляет 5000 м³/ч при напоре 40 м. На станции установлены насосы типа

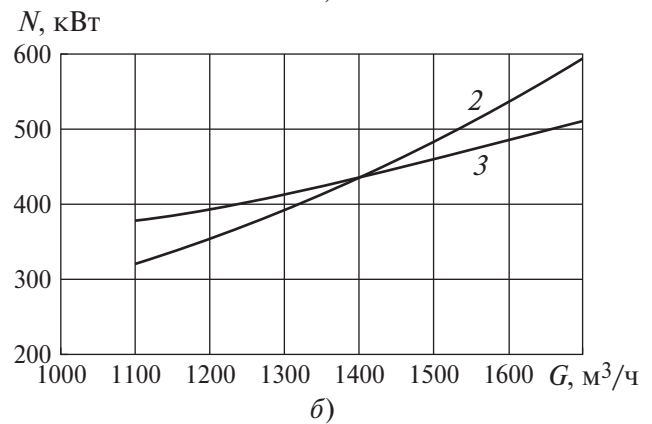
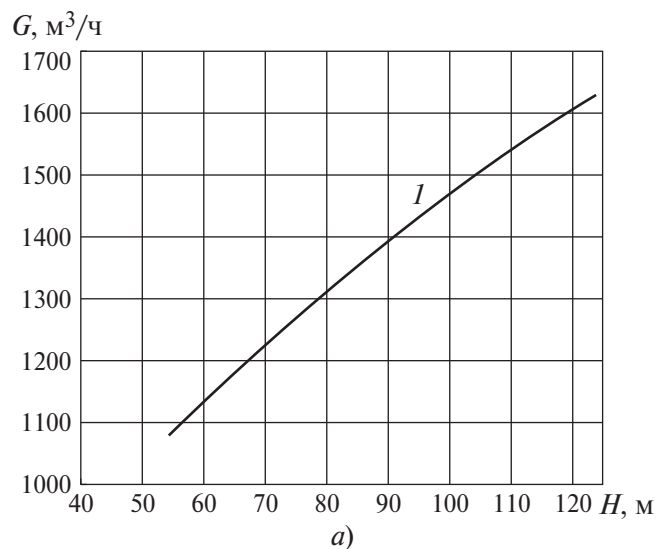


Рис. 2. Кривые зависимостей $G(H)$ — а и $N(G)$ — б для выбора числа рабочих регулируемых насосов типа СЭ 1250-140-11:

1 — расход воды, при котором следует включать (отключать) второй насос; 2 и 3 — мощности при работе одного или двух насосов ($H = 90$ м)

СЭ2500-60, заводские характеристики которых представлены на рис. 3. Возможны следующие варианты работы насосов:

- 1) один нерегулируемый и один регулируемый;
- 2) два регулируемых.

Требуется выбрать из них наиболее экономичный.

В первом варианте по характеристике насоса для $H = 40$ м находим для нерегулируемого насоса $G_{\text{нерег}} = 3380$ м³/ч, $\eta_{\text{нерег}} = 0,73$, $N_{\text{нерег}} = 505$ кВт.

Регулируемый насос работает с подачей $G_{\text{рег}} = 5000 - 3380 = 1620$ м³/ч. Для определения его КПД и мощности необходимо найти частоту вращения. В [2] изложена методика ее графоаналитического расчета, согласно которой строится вспомогательная зависимость $a = H_0^2/G_0$, где H_0 и G_0 — значения величин по характеристике насоса, т. е. при номи-

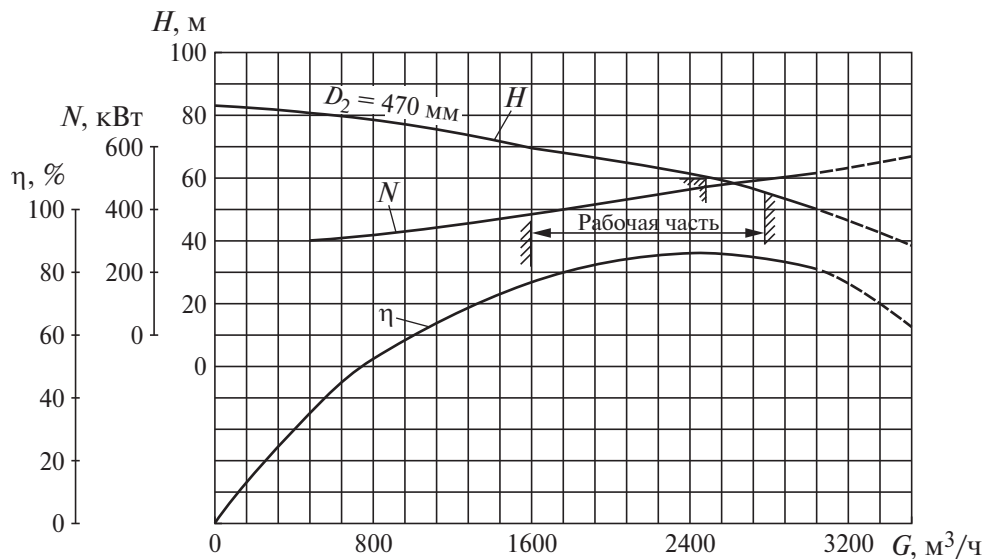


Рис. 3. Характеристики насоса типа СЭ2500-60 ($N = 1480$ об/мин, $\rho = 1000$ кг/м³):

— — заводские кривые; - - - - - экстраполированные по заводским кривые

нальной частоте вращения. Но можно также использовать итерационный метод. По нему первоначально принимают $G_0 = G_{исх} = 1620$ м³/ч. Затем последовательно выполняют следующие шаги:

1 — определяют $H_0(G_0)$ по характеристике насоса;

2 — находят $n = \sqrt{H/H_0} = \sqrt{40/H_0}$;

3 — вычисляют $G_0 = G_{исх}/n = 1620/n$.

Далее снова повторяют шаги 1–3 до тех пор, пока итерационный процесс не сойдется, т. е. отличие двух последовательных приближений будет меньше заданного малого значения, например, по частоте вращения — 0,005 отн. ед.

В рассматриваемом варианте получилось $n = 0,785$, $G_0 = 2060$, и по характеристике на рис. 3 для такого G_0 КПД $\eta_{рег} = 0,84$, $N_{рег} = 2,72 G_{рег} H / \eta_{рег} = 224$ кВт. Общее потребление насосами при КПД электродвигателей 0,95 $P_{\Sigma} = (N_{перг} + N_{рег}) / \eta_{эл.дв} = (505 + 224) / 0,95 = 767,4$ кВт.

Подобным образом можно рассчитать режим работы каждого из двух регулируемых насосов (второй вариант), имеющих подачу $5000/2 = 2500$ м³/ч и напор 40 м. При этом получается частота вращения насосов 0,870 отн. ед., КПД — 0,84, мощность на валу — 323,8 кВт. Потребляемая двумя насосами мощность составляет $2 \cdot 323,8 / 0,95 = 681,7$ кВт, что на 85,7 кВт (11,2 %) меньше, чем при работе одного регулируемого и одного нерегулируемого насосов. Снижение электропотребления на это значение, например, при тарифе 939,5 руб/(кВт · мес), 1,271 руб/(кВт · ч)

позволит экономить на оплате электроэнергии 159 тыс. руб. в месяц.

Выводы

1. При использовании ЧРП изменяется потребление энергии за счет не только исключения потерь в дросселирующих устройствах, но и изменения КПД механизма. Предложенная методика позволяет легко оценить экономию электроэнергии, получаемую при регулировании частоты вращения механизма, что показано на примерах.

2. При наличии нескольких регулируемых приводов механизмов экономить электроэнергию можно также путем выбора оптимального числа работающих приводов благодаря их работе с наибольшими КПД. Предложена методика расчета расхода жидкости, при котором целесообразно переходить к работе с другим числом ЧРП. В рассмотренных примерах работы тепловой и насосно-перекачивающей станций с насосами мощностью 630 кВт выбор оптимального числа ЧРП обусловил снижение потребляемой мощности на 11–15 %.

Список литературы

1. Инструкция по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода. — Вестник Главэнергонадзора, 1998, № 1.
2. Вайнер И. Г. Математическая модель насоса с регулируемым электроприводом. — Промышленная энергетика, 2009, № 5.