

УДК 621.771.23.024.2

Ольховский М. А., Белкин И. Ю., Кушнир Н. А.**ВНЕДРЕНИЕ БЕЗАККУМУЛЯТОРНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ
В СИСТЕМАХ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАЛЕНИЯ ОКАЛИНЫ
СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ**

Эффективное удаление окалины при горячей прокатке оказывает существенное влияние на качество готовой продукции. Анализ мировых тенденций развития методов очистки поверхности металла от окалины указывает на то, что наиболее эффективным является метод гидромеханической очистки называемый «гидросбивом» [1].

В последнее время в статьях, посвященных устройствам гидравлического удаления окалины, развернулась полемика о том, какое давление воды необходимо для качественного удаления окалины. Еще сравнительно недавно считалось, что для эффективного удаления окалины достаточно давление 130...160 бар, в настоящее время широко практикуется диапазон давлений 200...250 бар, реже встречаются системы с давлением 400 бар, а некоторые авторы предсказывают в недалеком будущем рост давления в системах гидросбива свыше 700 бар [2]. Таким образом, наблюдается тенденция развития систем гидросбива, направленная в сторону повышения давления. Безусловно, давление – это один из факторов, оказывающих влияющих на качество гидросбива, а жесткая конкуренция на рынке производства стали вызвала резкое повышение требований к качеству предлагаемого проката. Известно, что в зависимости от марки стали на ней могут образовываться различные виды окалины, для удаления которых необходимы и различные значения давления. Рассмотрим ситуацию, когда стан производит 80 % стали, на которой образуется сравнительно легко удаляемая окалина, и 20 % стали с трудноудаляемой или «липкой» окалиной. Для очистки первой группы сталей от окалины достаточно давление в 160 бар, для удаления «липкой» окалины понадобятся все 250 бар. Для того чтобы не потерять рынки сбыта предприятие устанавливает насосную станцию на 250 бар и успешно сбивает окалину на всех прокатываемых марках стали. При этом затрачивает огромное количество энергии на создание лишних 90 бар, это влечет за собой увеличение расхода воды, что, в свою очередь, оказывает отрицательное влияние на температуру подката и приводит к увеличению силовых нагрузок на механизмы клетки. Один из возможных путей повышения экономичности работы таких стансов – это использование насосных станций с частотным приводом [3]. Насосный агрегат такой станции рассчитывается на сбив наиболее трудноудаляемой окалины, но возможность плавного регулирования скорости вращения двигателя позволяет изменять давление гидросбива в зависимости от марки стали, параметров полосы и условий прокатки [4].

Цель работы – оценить энергоэффективность внедрения безаккумуляторных станций с частотным приводом в системах гидравлического удаления окалины стансов горячей прокатки.

Рассмотрим работу станции с частотным приводом более детально. На рис. 1 приведены характеристики системы гидравлического удаления окалины. Точка *A* соответствует режиму работы насоса на максимальных оборотах для сбива трудноудаляемого вида окалины (как правило, образуется на кремнисто-марганцовистых сталях, которые составляют небольшую часть производственной программы выпуска), для сбива обычной окалины обороты (а значит и потребляемая мощность) насосного агрегата могут быть значительно снижены. Точка *B* соответствует режиму рециркуляции. При этом отсутствует потребление воды на стане, насосный агрегат потребляет минимальное количество энергии.

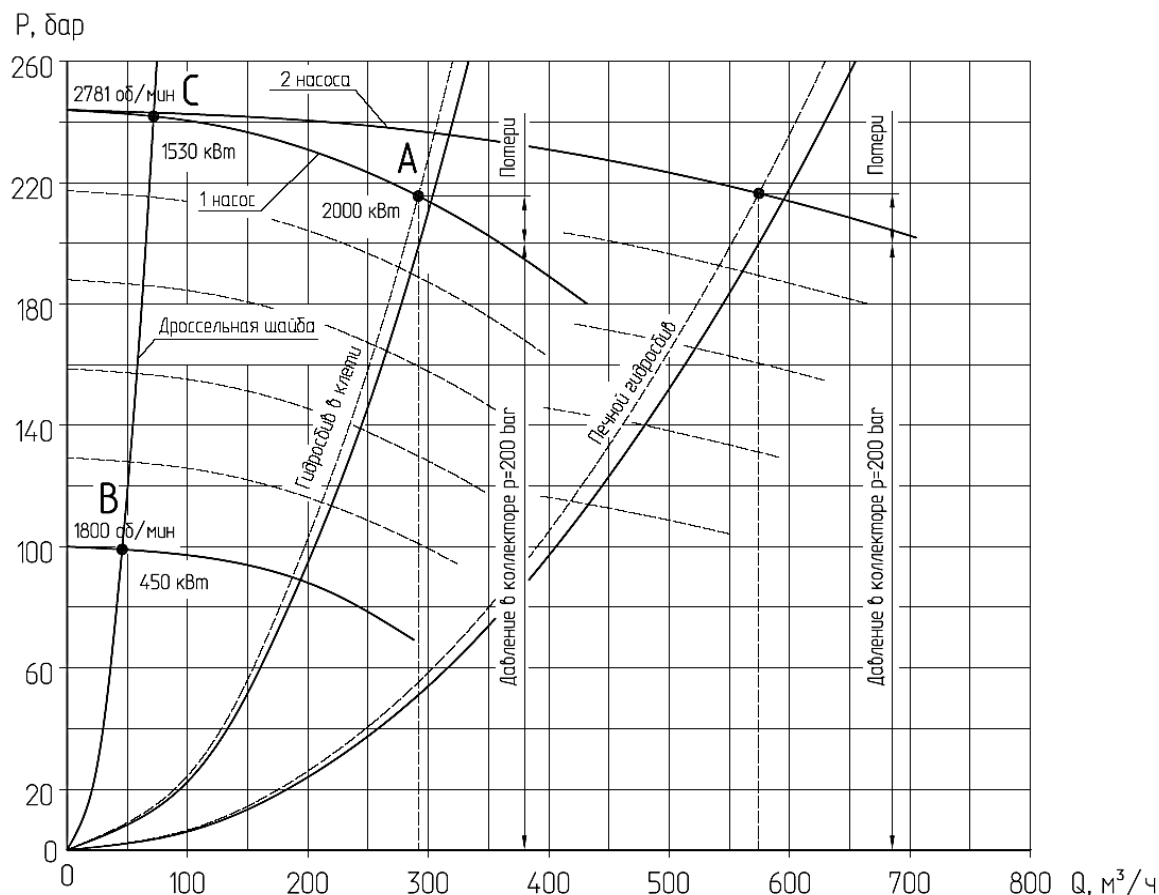


Рис. 1. Статические характеристики систем гидросбыва

Разберем физику процесса работы насосного агрегата с регулируемой скоростью вращения приводного электродвигателя. Подача воды к установкам гидравлического удаления окалины происходит в соответствии с напорной характеристикой насоса. Теоретический расчет такой характеристики представляет большие трудности, поэтому на практике пользуются экспериментальной кривой, которая может быть представлена в виде полинома второго порядка [5]:

$$p = p_{\max} - a \cdot Q_n^2, \tag{1}$$

где p – давление, развиваемое насосом, Па;

Q_n – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

p_{\max} – максимальное давление, развиваемое насосом, Па;

a – коэффициент, полученный аппроксимацией напорной характеристики насоса, $\text{кг}/\text{м}^7$.

Чтобы получить напорные характеристики насоса для скорости, отличной от номинальной, пользуются формулами, полученными на основе теории подобия:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\varpi_1}{\varpi_2}, \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{\varpi_1}{\varpi_2} \right)^2, \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2. \tag{2}$$

С учетом формул (2), уравнение (1) принимает вид:

$$p(\varpi, Q_n) = p_{\max} \cdot \left(\frac{\varpi}{\varpi_{\text{ном}}} \right)^2 - a \cdot Q_n^2, \tag{3}$$

где $\omega_{ном}$ – номинальная скорость вращения насоса, рад/с;

ω – скорость вращения насоса, отличающаяся от номинальной, рад/с.

Потребляемый станом расход воды зависит от давления и пропускной способности сети:

$$Q_c = \sqrt{\frac{p}{k}}, \text{ или } p = k \cdot Q_c^2, \tag{4}$$

где β – коэффициент, характеризующий пропускную способность сети, кг/м⁷.

Решая уравнения (3) и (4) совместно, найдем рабочие значения расхода и давления:

$$p_0 = k \cdot \frac{P_{max}}{k + a} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2; \tag{5}$$

$$Q_0 = \frac{\omega}{\omega_{ном}} \cdot \sqrt{\frac{P_{max}}{k + a}}. \tag{6}$$

Так как законы пропорциональности (2) получены в предположении постоянства КПД, то при изменении скорости вращения изменение расхода и давления будет происходить вдоль характеристики сети с постоянным КПД насоса.

$$\eta_0 = \frac{P_0 \cdot Q_0}{N_0}. \tag{7}$$

При этом необходимая мощность привода будет определяться только скоростью ω :

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta_0} = \frac{k \cdot Q^3}{\eta_0} = \frac{k}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \cdot \sqrt{\frac{P_{max}}{k + a}} \right)^3. \tag{8}$$

Таким образом, видно, что при уменьшении скорости вращения насоса уменьшается и потребляемая приводным электродвигателем мощность. При этом следует заметить, что при переходе в режим рециркуляции очень сильно возрастает коэффициент, характеризующий пропускную способность сети k , что приводит к еще большей экономии потребляемой насосом энергии, несмотря на имеющее место снижение КПД насоса в режиме рециркуляции.

Мы выяснили, что насос при снижении скорости вращения стал потреблять меньше энергии, но остался вопрос о том, сколько энергии при этом стал потреблять электродвигатель, управляемый преобразователем частоты. Этот вопрос имеет важнейшее значение, так как если экономия электроэнергии отсутствует или она незначительная, то внедрение такого рода установок теряет всякий смысл.

Анализ характеристик асинхронного двигателя при частотном регулировании можно произвести, используя его схему замещения [6] (рис. 2).

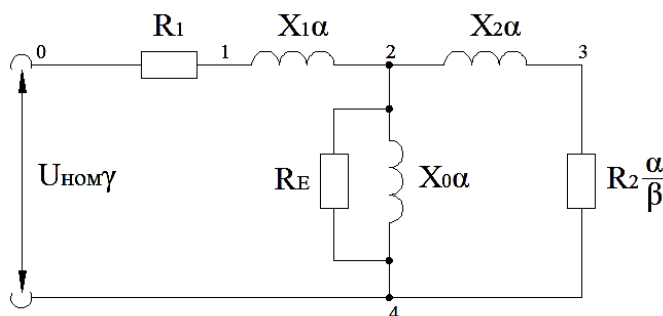


Рис. 2. Схема замещения электродвигателя

На схеме приняты следующие обозначения:

1) α – относительная частота напряжения статора:

$$\alpha = \frac{f}{f_{ном}} = \frac{\varpi_0}{\varpi_0^{ном}}; \quad (9)$$

2) β – параметр абсолютного скольжения или относительная частота ротора:

$$\beta = \frac{\Delta\varpi}{\varpi_0^{ном}} = \frac{s \cdot \varpi_0}{\varpi_0^{ном}} = s \cdot \alpha, \quad (10)$$

3) γ – относительное напряжение на статоре:

$$\gamma = \frac{U}{U_{ном}}. \quad (11)$$

На основании закона, сформулированного академиком М. П. Костенко об оптимальных условиях работы асинхронного двигателя, считается, что для обеспечения работоспособности привода при частотном управлении необходимо задать функциональную связь между каналами управления напряжением и частотой питания статора, называемую законом управления. Для центробежных машин применяется закон управления:

$$\gamma = \alpha^2, \quad (12)$$

полученный на основании квадратичных зависимостей момента нагрузки от угловой скорости и максимального момента двигателя от напряжения и частоты.

По формуле потерь мощности на скольжение:

$$M \cdot \Delta\varpi = 3 \cdot I_2^2 \cdot R_2. \quad (13)$$

С учетом формулы (10):

$$M \cdot \varpi_0^{ном} \cdot s \cdot \alpha = 3 \cdot I_2^2 \cdot R_2, \quad (14)$$

где $M = \frac{N}{\varpi}$ – момент, развиваемый двигателем;

N – мощность на валу электродвигателя, полученная по формуле (8);

$s = \frac{\varpi_0 - \varpi}{\varpi_0}$ – скольжение.

$$\frac{N}{\varpi} \cdot \varpi_0^{ном} \cdot \frac{\varpi_0 - \varpi}{\varpi_0} \cdot \alpha = 3 \cdot I_2^2 \cdot R_2. \quad (15)$$

С учетом формулы (9):

$$\frac{N}{\varpi} \cdot \varpi_0^{ном} \cdot \frac{\varpi_0^{ном} \cdot \alpha - \varpi}{\varpi_0^{ном} \cdot \alpha} \cdot \alpha = 3 \cdot I_2^2 \cdot R_2. \quad (16)$$

После сокращения можно записать:

$$I_2 = \sqrt{\frac{N}{\varpi} \cdot \frac{(\varpi_0^{ном} \cdot \alpha - \varpi)}{3 \cdot R_2}}. \quad (17)$$

Для определения тока $I_2 = f(\alpha, \beta, \gamma)$ выполним электрический расчет схемы замещения:

$$I_2 = \frac{U_{2-4}}{Z_{2-3-4}} = \frac{U_{ном} \cdot \gamma \cdot Z_{2-4}}{Z \cdot Z_{2-3-4}}, \quad (18)$$

где Z_{2-4} – полное сопротивление участка цепи 2–4;

Z_{2-3-4} – полное сопротивление участка цепи 2–3–4;

Z – полное сопротивление цепи.

Учитывая, что коэффициенты β и γ однозначно определяются коэффициентом α через формулы (10) и (12), приравняем выражения (17) и (18). Из полученного равенства численным методом компьютерного подбора можно вычислить коэффициент α , однозначно определяющий все параметры системы в рабочей точке со скоростью ω и мощностью N .

Для решения задачи энергоэффективности системы гидросбыва в рабочей точке получим полную мощность трехфазного электродвигателя:

$$S = \frac{3 \cdot U_{ном}^2 \cdot \gamma^2}{Z}. \quad (19)$$

Легко посчитать активную мощность и КПД двигателя:

$$P = S \cdot \cos(\varphi), \quad \eta = \frac{N}{P} \quad (20), (21)$$

Получим решение поставленной задачи на конкретном примере. Воспользуемся каталожными данными электродвигателя 1RN4 452-4HW90-Z ф. Siemens и рассчитаем потребляемую им мощность в различных режимах работы насосного агрегата. Значения параметров элементов схемы замещения равны $R_1 = 0.064$ Ом, $X_1 = 2.501$ Ом, $R_2 = 0.063$ Ом, $X_2 = 0.584$ Ом, $R_e = 1531.69$ Ом, $X_0 = 53.176$ Ом. Расчетные данные приведены в табл. 1.

Легко заметить, что использование частотного преобразователя практически не снижает КПД и коэффициент мощности электродвигателя, а значит затраты электроэнергии, подводимой к двигателю, пропорциональны работе, производимой насосом. Следовательно, при снижении скорости вращения насоса происходит реальное снижение потребления электроэнергии, что в свою очередь является серьезным экономическим обоснованием для применения насосных станций с регулируемой скоростью в системах гидравлического удаления окалины и не только.

Вышеприведенные размышления легли в основу проекта системы гидравлического удаления окалины стана 2500 г. п., выполненного специалистами ЧАО «НКМЗ» для Магнитогорского металлургического комбината. В линии стана установлены: камера печного гидросбыва, установки гидравлического удаления окалины в двух реверсивных черновых клетях и камера гидросбыва перед группой чистовых клетей. Для различных установок в линии стана осуществлено независимое регулирование параметров гидросбыва, благодаря тому, что каждый насосный агрегат станции осуществляет подачу воды только для определенного устройства независимо от работы прочих насосных агрегатов. Это приводит к очень простой компоновке насосной станции и позволяет более рационально распределить давление по длине стана. Так, например, для удаления печной окалины можно использовать большее давление, а для сбыва вторичной окалины – меньшее. Более того, предложенная структура станции позволяет осуществлять качественное удаление окалины независимо от интенсивности прокатки, то есть существует возможность одновременной работы печного, чернового и чистового гидросбывов. Таким образом, насосная станция не привязана к циклограмме работы установок для удаления окалины и может быть использована при любой производительности стана.

Таблица 1

Результаты расчетов мощности для различных режимов

Параметр	Обозначение	Номинал	Расчетные данные		
			Точка А	Точка С	Точка В
Мощность, кВт	N	2000	2000	1530	450
Скорость, об/мин	n	2807	2781	2781	1800
Момент, Нм	M	6804	6867,5	5253,7	2387,3
Напряжение	B	3300	3239	3232	1360,4
Ток фаз./лин.	A	251/435	234/405	182/315	126/218
К-т мощности	$\cos(\varphi)$	0,89	0,89	0,87	0,84
Полная мощность, кВА	S	2323,88	2323,88	1822,4	560,4
Активная мощность кВт	P	2068,25	2068,25	1585,5	470,7
КПД двигателя, %	η	96,7	96,7	96,5	95,6

ВЫВОДЫ

Рассмотрена работа насосной станции с частотным приводом, на основе анализа формул, описывающих процесс ее работы, сделано заключение о целесообразности применения насосных станций с регулируемой скоростью в системах гидравлического удаления окалины. Станция такого типа экономична и прогрессивна, ее способность поддерживать любой темп прокатки дает предприятию неоспоримые преимущества на пути увеличения объема выпуска продукции и завоевания рынков сбыта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колганов А. А. «Гидросбив» или гидромеханическая очистка окалины / А. А. Колганов // *Машиностроение*. – 2007. – № 11. – С. 66–67.
2. Игельхорст В. 250 бар в борьбе с окалиной / В. Игельхорст, Б. Матц // *Черные металлы*. – 2007. – июль-август. – С. 65–67.
3. Козлов М. Эффективность внедрения систем с частотно-регулируемыми приводами / М. Козлов, А. Чистяков // *СТА*. – 2001. – № 1. – С. 76–82.
4. Новый метод удаления окалины с использованием насоса с регулируемой частотой // *ОАО «Черметинформация» Новости черной металлургии за рубежом*. – 2005. – № 5. – С. 56–58.
5. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – М. : Наука, 1986. – 368 с.
6. Чиликин М. Г. *Общий курс электропривода : учебник для вузов* / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 576 с.

Статья поступила в редакцию 14.04.2018 г.