

УДК 644.1+004.9:517.9

Христо П.Е.

Одесский национальный политехнический университет

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД ГЛАВНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ НАСОСОВ СУХОГО ДОКА

Аннотация. Выполнен сравнительный анализ различных способов управления электроприводом главных водоотливных насосов сухого дока по критерию минимума потребляемой энергии, когда поддерживается постоянная частота вращения рабочего колеса, подача, КПД или реализуется закон оптимального управления. Исследование проведено для трех типов насосов с асинхронным электроприводом – горизонтального центробежного, погружного диагонального и вертикального осевого с жестко закрепленными лопастями.

Анотація. Виконаний порівняльний аналіз різних способів управління електроприводом головних водовідливних насосів сухого дока за критерієм мінімуму споживаної енергії, коли підтримується постійна частота обертання робочого колеса, подача, ККД або реалізується закон оптимального керування. Дослідження проведено для трьох типів насосів з асинхронним електроприводом - горизонтального відцентрового, погружного діагонального і вертикального осьового з жорстко закріпленими лопатями.

Annotation. Vergleichende Analyse der Wege der diversen Kontrolle erfüllt elektrisches Fahren des durren Docks, das Pumpen an Kriterium des Minimums der konsumiert Energie dewatering ist, wann andauernder frequency des Drehs des Arbeitensrades, Aufgabe, OIR aufrechterhält oder optimales Kontroll Gesetz ist eingesehen. Durchforschung durchführt für drei Äußere der Pumpen mit asynchronous drive - waagerechter centrifugal, submersible Aktion unter Gewässer gattiert Schwall und lotrechter axial mit kaum befestigten Schneiden.

Ключевые слова: сухой док, энергосбережение, центробежный, диагональный, осевой насос, асинхронный частотно-регулируемый электропривод, переменный напор, оптимальное управление.

Введение. Как известно, современный уровень развития микропроцессорной и силовой преобразовательной техники позволяет в массовом порядке создавать и выпускать частотно-регулируемые электроприводы, обладающие высокими энергетическими показателями, мало подверженными изменению в широком диапазоне регулирования частоты вращения и колебаний нагрузки. Благодаря этому существенно облегчается, как с теоретической, так и с практической точки зрения, решение многих задач, направленных на

повышение энергетической эффективности технологических процессов, реализуемых с применением асинхронного электропривода [1]. Но, несмотря на значительные достижения в области силовой электронной техники, построение энергосберегающих систем посредством установки частотных преобразователей ограничивается величиной напряжения и мощностью применяемых электродвигателей. В связи с этим, если возникает необходимость в управлении крупными высоковольтными двигателями переменного тока, частотное регулирование может оказаться экономически невыгодным из-за чрезмерно большого срока окупаемости преобразователя. Подобные задачи оптимизации нуждаются в поиске другого решения.

Вообще, целесообразность оптимизации того или иного технологического процесса по величине расхода энергии в каждом конкретном случае трудно установить заранее, не производя подробного технико-экономического анализа. Тем не менее, можно сделать некоторые предварительные выводы о возможности энергосбережения, исходя из наличия определенных признаков и свойств у технологических процессов и объектов управления. В этой связи проведение мероприятий по энергосбережению часто бывает оправдано, если технологический процесс является циклическим и притом частота его повторяемости достаточно высока. Нередко величина экономии энергии может прямо зависеть от количества полезной работы, производимой механизмом за цикл, так как при этом растет абсолютная доля потерь, подлежащих минимизации. На возможность снижения потребления энергии может указывать значительная длительность переходных процессов, когда механизмы или машины работают вдали от максимумов КПД номинального установившегося режима. Оптимизации также могут целенаправленно подвергаться объекты управления с существенно выраженными нелинейными свойствами. Это может иметь место, например, тогда, когда действие факторов, приводящих к потерям энергии, с одной стороны, но вызывающих желаемый переход системы из начального состояния в конечное состояние – с другой, является ограниченным. Наконец, в целом ряде случаев добиться заметной экономии энергии удастся лишь ценой ухудшения других показателей качества системы, то есть – за счет снижения производительности, увеличения массогабаритных показателей и др. Поэтому о возможности более эффективного использования энергии может свидетельствовать наличие избыточных запасов по величине каких-либо неэнергетических параметров машин и механизмов. Таким образом, энергосбережение может стать результатом некоторого компромиссного решения общей проблемы управления объектом с учетом ограничений и требований, предъявляемых к технологическому процессу [2].

Постановка задачи. Все вышесказанное можно по праву отнести к сухому доку – гидротехническому сооружению, которое является частью производственных мощностей судостроительных и судоремонтных заводов во многих странах. Сухие доки работают периодически, причем частота откачивания и затопления бассейна дока в зависимости от конкретных условий работы может достигать до нескольких раз в месяц и более (на судоремонтных доках). Полезную работу при разовом откачивании целиком затопленного дока главными насосами без судна можно упрощенно определить так:

$$A_2 = \rho g w l z^2 / 2, \quad (1)$$

где ρ – плотность воды; g – ускорение свободного падения; l , w , z – средняя длина, ширина, а также разность уровней воды в прилегающей акватории и доке. Например, для сухого дока $365 \times 60 \times 17$ м (завод «Океан», город Николаев) эта величина равна:

$$A_2 = 1000 \cdot 9.81 \cdot 60 \cdot 365 \cdot 13.85^2 / 2 = 2.061 \cdot 10^{10} \text{ Дж} = 5723.7436 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Если предварительно считать, что КПД главного насоса и приводного двигателя соответствует номинальному установившемуся режиму работы, а также, что потребление электроэнергии в основном зависит от главных насосов, и в гораздо меньшей степени – от группы зачистных насосов, то объем потребляемой электроэнергии составит:

$$A_1 = A_2 / (\eta_{\text{нном}} \eta_{\text{дном}}), \quad (2)$$

где $\eta_{\text{нном}}$, $\eta_{\text{дном}}$ – номинальный КПД главного насоса и приводного двигателя.

Главные электронасосные агрегаты на сухом доке завода Океан выполнены на базе центробежных горизонтальных одноступенчатых насосов спирального типа с двусторонним подводом жидкости Д12500-246 (старое обозначение 48Д-226), имеющих приводной асинхронный двигатель АН2-17-48-12У4. Количество агрегатов – четыре, способ совместной работы – параллельное включение. Номинальный КПД насоса и двигателя составляет $\eta_{\text{нном}} = 0.85$ и $\eta_{\text{дном}} = 0.95$, соответственно, поэтому объем затрачиваемой электроэнергии по формуле (2):

$$A_1 = 5723.7436 / (0.85 \cdot 0.95) = 7088.2274 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Если исходить из нынешней стоимости электроэнергии для предприятий, которая в среднем равна $C_e = 1.5 \text{ грн} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$, то капитальные затраты на разовое откачивание дока могут ориентировочно составить 10600 грн .

Характерной особенностью при эксплуатации главных насосов сухих доков является то, что их штатный режим работы принципиально неуставившийся, поскольку все время, пока идет

процесс откачивания, уровень воды в бассейне (уровень нижнего бьефа) понижается, а насос, таким образом, работает при переменной величине геометрического напора. Динамические потери напора в сети главных водоотливных насосов незначительные, потому что протяженность проложенных водоводов относительно мала, а живое сечение, наоборот, велико. Поэтому напор, развиваемый насосом, затрачивается преимущественно на преодоление растущей по мере откачивания разности уровней воды в акватории и доке [3].

Рабочие характеристики главных водоотливных насосов Д12500-246, соответствующие номинальной частоте вращения, нелинейные, причем напорная характеристика имеет убывающий характер, что связано с большим коэффициентом быстроходности $n_s = 220$ [4]. Кривая мощности в рабочей области имеет возрастающий характер. Насосы данного типоразмера являются наиболее крупными представителями своей серии. Вследствие повышенной быстроходности они оснащаются радиально-осевыми рабочими колесами.

Имея в виду скрытые резервы по неэнергетическим показателям, можно в отношении сухих доков, прежде всего, выделить такую величину, как время откачивания. Далее будет показано, что путем затягивания времени откачивания сухого дока можно добиться ощутимой экономии электроэнергии, расходуемой главными водоотливными насосами. Конечно, более продолжительное откачивание дока неизбежно влечет задержку всего процесса докования судов в целом. Возможность затягивания времени докования зависит от условий работы судоремонтного завода и многих других факторов, но если учесть среднестатистическую продолжительность судоремонтных и контрольных операций, а также частоту докования, то менее чем трехкратное затягивание процесса откачивания дока по сравнению с базовым способом управления, в ряде случаев можно считать допустимым.

Цель. Выполнить сравнительный анализ различных способов управления асинхронным электроприводом главных водоотливных насосов сухого дока по критерию минимального расхода электроэнергии.

Модель объекта управления. Процесс откачивания полностью затопленного сухого дока без судна главными насосами при условии, что площадь зеркала воды в бассейне не зависит от его глубины, может быть описан следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} s_{\Sigma} \dot{z} &= mq \\ z &= a_z q^2 + b_h qn + c_h n^2 \\ p_{\Sigma} &= m(a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p qn^2 + d_p n^3) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где S_{Σ} – площадь зеркала воды бассейна сухого дока; z, \dot{z} – глубина зеркала, отсчитываемая от отметки верхнего бьефа (водной поверхности акватории), и полная производная по времени от этой величины; m – число насосов, работающих параллельно; q – подача одного главного насоса; n – частота вращения рабочего колеса, выраженная в относительных единицах; $a_z = a_h - a_r$ – приведенный коэффициент динамических потерь напора, причем a_r – коэффициент, учитывающий потери в местных сопротивлениях и на трение во всасывающем и напорном водоводах; $a_h, b_h, c_h, a_p, b_p, c_p, d_p$ – коэффициенты полиномиальной аппроксимации кривых, выражающих зависимости напора и мощности главного насоса от подачи при номинальной частоте вращения рабочего колеса; p_{Σ} – суммарная мощность используемых m главных насосов сухого дока. Предложенная математическая модель объекта управления составлена на основании законов пропорциональности для лопастных насосов и не учитывает изменение объемного, гидравлического и внутреннего механического КПД в зависимости от частоты вращения рабочего колеса. При этом предполагается, что возникающая в результате ошибка моделирования имеет незначительную величину вследствие относительной малости отклонений каждого из трех указанных КПД.

Для наглядности удобно рассматривать математическую модель системы только с одним насосом, при этом считая, что откачиваемая им часть дока имеет площадь $S = S_{\Sigma} / m$, а развиваемая мощность равна $p = p_{\Sigma} / m$. Тогда взамен системы (3) будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} s\dot{z} &= q \\ z &= a_z q^2 + b_h q n + c_h n^2 \\ p &= a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3 \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

Работа с постоянной частотой вращения рабочего колеса [3].

Этот способ работы предполагает прямое подключение к питающей сети приводных двигателей главных насосов. Реализуемый в этом случае неуправляемый режим работы агрегатов можно рассматривать, как базовый, поскольку он встречается на практике в подавляющем большинстве случаев. При этом по мере откачивания сухого дока подача насоса изменяется по некоторому закону. Значение подачи в начальный и конечный момент можно определить по формулам:

$$q_1 = -\left(b_h n + \sqrt{b_h^2 n^2 - 4a_z(c_h n^2 - z_1)}\right) / (2a_z), \quad (5)$$

$$q_2 = -\left(b_h n + \sqrt{b_h^2 n^2 - 4a_z(c_h n^2 - z_2)}\right) / (2a_z), \quad (6)$$

причем z_1 и z_2 – это глубина зеркала в бассейне в момент начала и конца откачивания.

Время откачивания можно выразить так:

$$T = 2sa_z(q_2 - q_1) + sb_h n \ln(q_2 / q_1). \quad (7)$$

Работу, производимую приводным электродвигателем за время откачивания сухого дока, опуская громоздкие промежуточные преобразования, определим по следующей формуле:

$$A_1 = s \left[\frac{a_z a_p}{2} (q_2^4 - q_1^4) + \frac{2a_z b_p + a_p b_h}{3} n (q_2^3 - q_1^3) + \frac{2a_z c_p + b_p b_h}{2} n^2 (q_2^2 - q_1^2) + (2a_z d_p + c_p b_h) n^3 (q_2 - q_1) + d_p b_h n^4 \ln \frac{q_2}{q_1} \right]. \quad (8)$$

Полезную работу насосного агрегата можно найти, умножив обе части первого уравнения системы (4) на величину $\rho g z$ и проинтегрировав в заданных пределах путем разделения переменных:

$$A_2 = \int_0^T (\rho g z q) dt = s \rho g \int_{z_1}^{z_2} z dz, \\ A_2 = s \rho g (z_2^2 - z_1^2) / 2. \quad (9)$$

Как видно, величина полезной работы не зависит от времени откачивания, она определяется лишь начальным и конечным уровнем зеркала в бассейне. Для оценки энергетической эффективности рассматриваемого процесса целесообразно анализировать величину КПД рабочего цикла:

$$\eta_a = A_2 / A_1. \quad (10)$$

Необходимо отметить, что параболическая аппроксимация кривой напора при номинальной частоте вращения колеса насоса характеризуется приемлемой точностью лишь в пределах рабочего участка этой кривой. Графиком аппроксимирующей функции является дуга ветви параболы, проходящей справа от вершины и монотонно убывающей в диапазоне изменения подачи $q \in [q_{n \min}; q_{n \max}]$. Для того, чтобы рабочая точка не покидала отрезок $[q_{n \min}; q_{n \max}]$, при моделировании следует частоту вращения варьировать в пределах $n \in [n_{\min}; 1]$, причем наименьшее значение n_{\min} определяется в зависимости от конечной глубины зеркала z_2 по выражению:

$$n_{\min} = \sqrt{z_2 (a_z q_{n \min}^2 + b_h q_{n \min} + c_h)^{-1}}. \quad (11)$$

Работа с постоянной подачей [3]. В этом случае по мере откачивания сухого дока необходимо частоту вращения рабочего колеса насоса изменять с течением времени по определенному закону. Значение частоты вращения в начальный и конечный момент можно найти по формулам:

$$n_1 = \left(\sqrt{b_h^2 q^2 - 4c_h(a_z q^2 - z_1)} - b_h q \right) / (2c_h), \quad (12)$$

$$n_2 = \left(\sqrt{b_h^2 q^2 - 4c_h(a_z q^2 - z_2)} - b_h q \right) / (2c_h). \quad (13)$$

Время откачивания можно выразить следующим образом:

$$T = s b_h (n_2 - n_1) + s c_h (n_2^2 - n_1^2) / q. \quad (14)$$

Если время T известно, то соответствующее значение подачи определится так:

$$q = s(z_2 - z_1) / T. \quad (15)$$

Работу, производимую приводным электродвигателем за время откачивания, не приводя промежуточные преобразования, определим для рассматриваемого случая по формуле:

$$A_1 = s \left[b_h a_p q^3 (n_2 - n_1) + \frac{b_h b_p + 2c_h a_p}{2} q^2 (n_2^2 - n_1^2) + \frac{b_h c_p + 2c_h b_p}{3} q (n_2^3 - n_1^3) + \frac{b_h d_p + 2c_h c_p}{4} (n_2^4 - n_1^4) + \frac{2c_h d_p}{5} \frac{n_2^5 - n_1^5}{q} \right]. \quad (16)$$

Полезная работа агрегата и КПД рабочего цикла определяются в данном случае так же, как и для варианта с постоянной частотой вращения, то есть с применением формул (9) и (10).

По аналогии с базовым вариантом величина подачи насоса ограничивается, снизу – минимальным значением по условию приемлемой точности аппроксимации номинальной кривой напора, а сверху – максимальным значением, которое обусловлено предельно допустимой частотой вращения рабочего колеса $n_{\max} = 1,1$. При этом нижняя граница интервала

$$q_{\min} = q_{n \min} \sqrt{z_2 (a_z q_{n \min}^2 + b_h q_{n \min} + c_h)^{-1}}, \quad (17)$$

а верхняя

$$q_{\max} = - \left(b_h n_{\max} + \sqrt{b_h^2 n_{\max}^2 - 4a_z (c_h n_{\max}^2 - z_2)} \right) / (2a_z). \quad (18)$$

Работа с постоянным КПД. КПД главного насоса с учетом потерь в водоводах можно выразить следующим образом:

$$\eta_p = \rho g z q / p. \quad (19)$$

или в развернутом виде:

$$\eta_p = \rho g (a_z q^2 + b_h q n + c_h n^2) q / (a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3).$$

В результате деления числителя и знаменателя дроби, записанной в правой части последнего равенства, на величину n^3 получим:

$$\eta_p = \frac{\rho g [a_z (qn^{-1})^2 + b_h qn^{-1} + c_h] qn^{-1}}{a_p (qn^{-1})^3 + b_p (qn^{-1})^2 + c_p qn^{-1} + d_p}. \quad (20)$$

Из последнего выражения следует, что поддержание постоянного значения КПД может достигаться при выполнении условия $qn^{-1} = k$, причем в зависимости от величины k оно будет различным. Так, если пренебречь гидравлическим сопротивлением водоводов, то есть принять $a_z = a_h$ и положить $k = q_{nom}$, то будет поддерживаться максимальное значение КПД насоса, которое имеет место в номинальном режиме работы с постоянным напором.

При поддержании постоянного КПД по некоторому закону во времени будет изменяться как частота вращения рабочего колеса, так и подача насоса. Вместе с тем отношение указанных величин будет оставаться неизменным в любой момент времени. Начальное и конечное значения частоты вращения в этом случае равны:

$$n_1 = \sqrt{z_1 (a_z k^2 + b_h k + c_h)^{-1}}; \quad (21)$$

$$n_2 = \sqrt{z_2 (a_z k^2 + b_h k + c_h)^{-1}}. \quad (22)$$

Время откачивания выразится следующим образом:

$$T = 2s (a_z k^2 + b_h k + c_h) (n_2 - n_1) / k. \quad (23)$$

Если время T откачивания сухого дока задано, то, полагая $z_1 = 0$, можно найти соответствующее значение k :

$$k = -\frac{2s^2 z_2}{4s^2 a_z z_2 - T^2} \left(b_h + \sqrt{b_h^2 - \frac{4s^2 a_z z_2 - T^2}{s^2 z_2} c_h} \right). \quad (24)$$

Количество работы, производимой приводным двигателем главного водоотливного насоса за время откачивания, теперь будет:

$$A_1 = \frac{s}{2k} (a_p k^3 + b_p k^2 + c_p k + d_p) (a_z k^2 + b_h k + c_h) (n_2^4 - n_1^4) \quad (25)$$

Полезная работа насосного агрегата по-прежнему определяется выражением (9), а КПД рабочего цикла в соответствии с

рассматриваемым способом управления равен неизменному по величине мгновенному КПД, то есть $\eta_a = \eta_p$.

Для данного способа управления также целесообразно обозначить границы изменения коэффициента k , в которых поставленная задача решается корректно. Очевидно, что нижний предел изменения этой величины должен соответствовать левой границе рабочего интервала изменения подачи. При этом под рабочим интервалом, как и ранее, понимается отрезок, в пределах которого может изменяться подача при номинальной частоте вращения. В связи с этим будет справедливо равенство $k_{\min} = q_{n\min}$. Верхний предел изменения величины k по аналогии с двумя предыдущими вариантами обусловлен ограничением максимальной частоты вращения рабочего колеса насоса и определяется на основании выражения:

$$k_{\max} = q_{\max} / n_{\max}, \quad (26)$$

причем значение q_{\max} соответствует режиму поддержания постоянной подачи, вычисляется по формуле (18), а $n_{\max} = 1,4$.

Нетрудно заметить, что в каждом из трех рассмотренных случаев КПД рабочего цикла не зависит от площади зеркала в бассейне сухого дока, то есть является в этом отношении инвариантной величиной.

Важно также добавить, что число насосов m , принимающих участие в откачивании дока, позволяя изменять время откачивания T , никак не влияет ни на суммарную работу приводных двигателей, ни на КПД рабочего цикла, если поддерживается постоянство одного из трех рассматриваемых параметров.

Оптимальное управление главными водоотливными насосами сухого дока [2, 5, 6]. В качестве критерия оптимальности предлагается обеспечить минимум механической работы, производимой приводным двигателем главного насоса за время откачивания дока. Если предполагать, что КПД электропривода при изменении частоты вращения и мощности в заданных пределах снижается незначительно, то при указанном критерии оптимальности будет также достигаться и минимальный расход электроэнергии. Оптимальные законы управления частотой вращения рабочего колеса, изменения подачи и уровня нижнего бьефа в бассейне дока с течением времени определяются классическим методом, путем численного решения общей задачи Лагранжа. Для этого выполняется исследование на условный экстремум функционала:

$$A_1 = \int_0^T (a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3) dt \quad (27)$$

при наличии дополнительных связей в виде уравнений объекта, взятых из системы (4), что равносильно исследованию уже на безусловный экстремум вспомогательного функционала с подынтегральной функцией:

$$H = a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3 + \lambda_1 (a_z q^2 + b_h q n + c_h n^2 - z) + \lambda_2 (s \dot{z} - q) \quad (28)$$

где $\lambda_1 = \lambda_1(t)$ и $\lambda_2 = \lambda_2(t)$ – это неопределенные множители Лагранжа, функции времени. Граничные условия рассматриваемой задачи представляют собой заданные значения уровня нижнего бьефа в начальный и конечный момент, то есть $z(0) = z_1$ и $z(T) = z_2$.

В рамках решения задачи Лагранжа была получена система, составленная из двух дифференциальных и трех алгебраических уравнений, которую затем свели к системе лишь двух дифференциальных уравнений, представленных в форме Коши, относительно переменных q и n .

Кроме указанных переменных с целью проведения сравнительного анализа всех описанных способов управления также подлежали расчету текущая величина уровня нижнего бьефа z , мгновенная величина мощности насоса p и количество производимой приводным двигателем работы A_1 . Соответствующие расчетные формулы даны выше.

Итак, опуская вывод, приведем в качестве окончательного результата указанную систему дифференциальных уравнений в форме Коши относительно переменных q и n :

$$\left. \begin{aligned} \dot{q} &= (\beta_1 \alpha_{22} - \alpha_{12} \beta_2) / (\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{12} \alpha_{21}) \\ \dot{n} &= (\alpha_{11} \beta_2 - \beta_1 \alpha_{21}) / (\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{12} \alpha_{21}) \\ \alpha_{11} &= 2a_z q + b_h n \\ \alpha_{12} &= b_h q + 2c_h n \\ \alpha_{21} &= 2(3a_p q + b_p n + a_z \lambda_1) + \mu_1 (2a_z q + b_h n) \\ \alpha_{22} &= 2(b_p q + c_p n) + b_h \lambda_1 + \mu_2 (2a_z q + b_h n) \\ \beta_1 &= q / s, \beta_2 = -\lambda_1 / s \\ \lambda_1 &= -(b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2) / (b_h q + 2c_h n) \\ \mu_1 &= b_h \frac{b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2}{(b_h q + 2c_h n)^2} - 2 \frac{b_p q + c_p n}{b_h q + 2c_h n} \\ \mu_2 &= 2c_h \frac{b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2}{(b_h q + 2c_h n)^2} - 2 \frac{c_p q + 3d_p n}{b_h q + 2c_h n} \end{aligned} \right\}, \quad (29)$$

где $\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(t)$, $\beta_i = \beta_i(t)$, $\mu_i = \mu_i(t)$ – вспомогательные переменные, причем $i, j = 1, 2$.

Метод поиска оптимального закона для координат объекта управления состоит в том, чтобы, задаваясь начальным значением частоты вращения рабочего колеса n_1 с последующим определением начального значения подачи в соответствии с выражением

$$q_1 = -\left(b_h n_1 + \sqrt{b_h^2 n_1^2 - 4a_z(c_h n_1^2 - z_1)}\right) / (2a_z) \quad (30)$$

производить решение задачи Коши для системы (29) и оценивать отклонение конечного значения уровня нижнего бьефа $z(T)$ от заданной величины z_2 . Многократное интегрирование системы (29) позволяет довести указанное отклонение до желаемых пределов точности. Причем в целях сокращения времени расчета оказалось целесообразным прибегнуть к итерационной схеме деления пополам заданного отрезка изменения начальной частоты вращения $n_1 \in [n_{1\min}; n_{1\max}]$, что позволило при той же величине ошибки существенно сократить число интегрирований системы по сравнению с методом простого перебора. В этом отношении метод расчета полностью идентичен методу половинного деления для решения алгебраических уравнений, с тем лишь отличием, что неявный способ задания функции $z(T) = f(n_1)$ предполагает решение задачи Коши для вычисления ее значений в зависимости от величины аргумента n_1 .

Для проверки того, попадают ли точки динамической напорной характеристики $z = z(q)$ в результате пересчета по законам пропорциональности на рабочий участок номинальной кривой напора, служит условие:

$$q \geq nq_{n\min}. \quad (31)$$

Кроме того, если начальный уровень нижнего бьефа z_1 отличен от нуля, то следует найти минимально возможную начальную частоту вращения рабочего колеса:

$$n_{\min} = \sqrt{z_1 (a_z q_{n\min}^2 + b_h q_{n\min} + c_h)^{-1}}. \quad (32)$$

Исходные данные для математической модели. Расчеты для четырех режимов работы главных водоотливных насосов сухого дока были проведены с установленным типом центробежных насосов Д12500-24б, а также для двух других гидравлических машин – диагонального погружного и осевого вертикального насоса с жесткозакрепленными лопастями. Некоторые параметры

сравниваемых насосов и результаты полиномиальной аппроксимации их рабочих характеристик, представленных в графическом виде в каталогах и справочниках [7, 8, 9], даны в таблице 1 и 2. При этом характеристики насоса Д12500-246 с диаметром рабочего колеса 864 мм были получены путем пересчета характеристик насоса Д12500-24 с диаметром рабочего колеса 985 мм [10, 11]. Для осевого насоса ОВ2-110 графика зависимости мощности от подачи в каталоге нет, поэтому с целью получения ее аналитического выражения была проведена предварительная аппроксимация зависимости КПД от подачи при номинальной частоте вращения. Далее в результате экстраполяции в нерабочую (для режима эксплуатации с постоянным напором) зону полученной функции для КПД нашли мощность.

Таблица 1 - Некоторые данные исследуемых насосов

Типоразмер гидравлической машины (ГМ)	Описание конструкции гидравлической машины	Приводной электродвигатель	Номинальная частота вращения	Подача при номинальной частоте вращения		Номинальная подача	КПД в установленном режиме
				$Q_{\text{нпн}}$, м ³ /с	$Q_{\text{пнас}}$, м ³ /с		
Д12500-24	центробежный горизонтальный насос с двусторонним подводом жидкости	Асинхронный, $U_{\text{ном}}=6$ кВ	$n_{\text{ном}}$ об/мин	$Q_{\text{нпн}}$ м ³ /с	$Q_{\text{пнас}}$ м ³ /с	$Q_{\text{ном}}$ м ³ /с	$\eta_{\text{ном}}$ %
Д12500-246 (ЦБН)							
КWM.1600.600.14.T.50.M (ДН)	диагональный погружной насос	специальный, встроенный, 14-полосный	410	3.000	5.978	4.085	85
ОВ2-110 (ОН)	осевой вертикальный насос с жестко закрепленными лопастями	ВАН143/51-12У3	485	3.600	6.923	5.000	87

Таблица 2 - Результаты полиномиальной аппроксимации рабочих характеристик гидравлических машин

Г М	Результаты аппроксимации рабочих характеристик при номинальной частоте вращения	Величина достоверности аппроксимации, R^2
ЦБ Н	$h_n = -2.582859E + 00q^2 + 8.946299E + 00q + 1.481301E + 01$	9.997403E - 01
	$p_n = 2.653537E + 04q^3 - 2.134045E + 05q^2 + 5.867650E + 05q + 8.278780E + 04$	9.998141E - 01
Д Н	$h_n = -1.654368E + 00q^2 + 1.002534E + 01q - 8.115010E - 01$	9.964812E - 01
	$p_n = 4.787572E + 03q^3 - 6.491434E + 04q^2 + 2.362560E + 05q + 3.827445E + 05$	9.998993E - 01
О Н	$h_n = -1.59500E + 00q^2 + 1.11459E + 01q - 7.22798E - 01$	9.99017E - 01
	$p_n = 7.19961E + 03q^3 - 1.65008E + 05q^2 + 9.88564E + 05q - 8.74614E + 05$	9.98724E - 01
	$\eta_n = -7.18456E - 01(q - q_{nmax})^5 - 9.23058E + 00(q - q_{nmax})^4 - 4.65385E + 01(q - q_{nmax})^3 - 1.21234E + 02(q - q_{nmax})^2 - 1.62350E + 02(q - q_{nmax})$	9.98373E - 01

При моделировании не учитывалось влияние гидравлического сопротивления (динамических потерь напора) водоводов вследствие его малости, но при необходимости расчет можно выполнить с учетом этого фактора.

Проверка по условию достаточности кавитационного запаса не производилась в связи с допущением, что рабочее колесо насоса находится на достаточно низкой отметке для того, чтобы кавитации не возникало ни в одном из рассматриваемых режимов [12]. Для всех вариантов моделирования принят нулевой начальный уровень зеркала воды в доке $z_1 = 0$, а конечный уровень взят $z_2 = 13.85$ м.

Результаты моделирования. По итогам вычислений, произведенных на основании формул (3) – (32) с применением программных средств VBA, удалось получить совместные характеристики для всех четырех способов организации рабочего цикла главных насосов, которые отражают зависимость между основными переменными и относительной величиной затягивания времени откачивания сухого дока по сравнению с базовым вариантом. По отношению к конкретному типу насоса эти зависимости не имеют выраженных качественных отличий, поэтому они представлены только для диагонального погружного насоса Grundfos KWM.1600.600.14.T.50.M.

Количественная оценка энергосберегающего эффекта для каждого типа насоса в зависимости от степени затягивания процесса откачивания дока для наиболее благоприятных условий работы дана в таблице 3. Принятые сокращения БР – базовый режим работы с

постоянной частотой вращения, РОП – режим поддержания оптимального значения подачи, ОР – оптимальный режим.

Таблица 3 - Сводная таблица результатов расчета эффективности управления главными насосами сухого дока

ГМ	Режим рабо-ты	Степень затягивания процесса	КПД цикла	Начальное значение			Конечное значение		
				Час-тоты враще-ния	Мощ-ности	пода-чи	Час-тоты враще-ния	Мощ-ности	пода-чи
				n_1	P_1	q_1	n_2	P_2	q_2
ЦБН	БР	$t_b = 5.080 ч$	37.536	1	1.371	1.539	1	1.039	1.172
	РОП	125.836	78.061	0.392	0.082	0.603	0.798	0.498	0.603
	ОР	145.646	84.012	0.22	0.015	0.339	0.859	0.631	0.829
ДН	БР	$t_b = 4.238 ч$	62.116	1	0.843	1.464	1	1.042	0.88
	РОП	42.746	77.785	0.582	0.167	0.852	0.994	1.031	0.852
	ОР	60.006	84.309	0.329	0.03	0.482	1.084	1.249	1.135
ОН	БР	$t_b = 3.432 ч$	65.768	1	0.533	1.385	1	0.96	1.049
	РОП	63.802	82.824	0.541	0.085	0.749	0.881	0.73	0.749
	ОР	75.077	87.21	0.329	0.019	0.456	0.989	0.939	1.027

В таблицу 3 намеренно не включались показатели для режима работы с постоянным КПД, так как он соответствует идеализированному случаю, когда изолинии КПД являются ветвями парабол с вершиной в начале координат. Реальные изолинии при значениях КПД, отличных от нуля, никогда не проходят через начало координат. Однако расчет подобного режима работы представляет интерес с теоретической точки зрения, поэтому соответствующие графики изменения переменных показаны на рис. 1 – 10 для каждого из рассмотренных способов управления. На всех рисунках аббревиатура ОУ обозначает оптимальное управление.

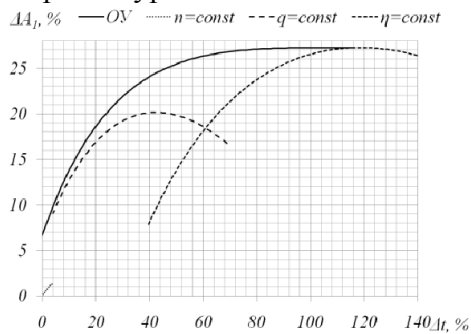


Рисунок 1 - Зависимость относительной величины экономии энергии от степени затягивания процесса

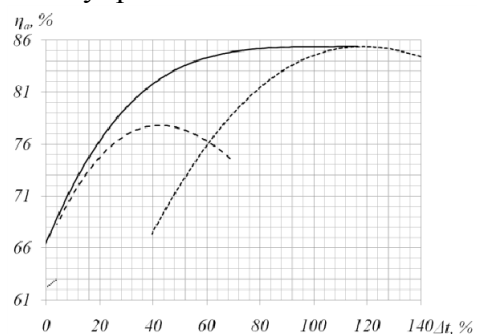


Рисунок 2 - Зависимость КПД рабочего цикла от степени затягивания процесса

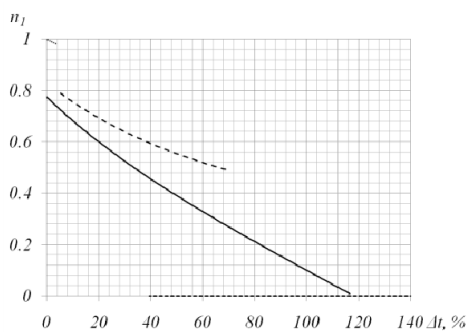


Рисунок 3 - Зависимость начального значения частоты вращения от степени затягивания процесса

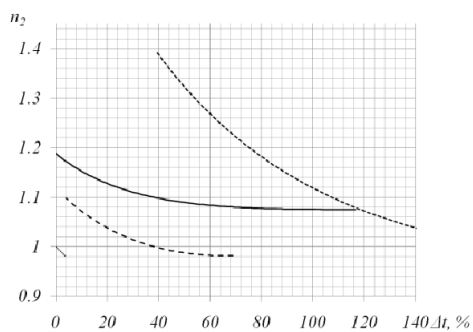


Рисунок 4 - Зависимость конечного значения частоты вращения от степени затягивания процесса

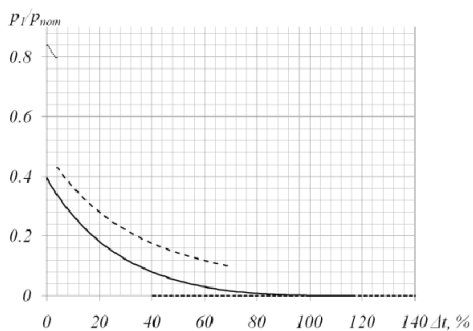


Рисунок 5 - Зависимость мощности, развиваемой в начальный момент, от степени затягивания процесса

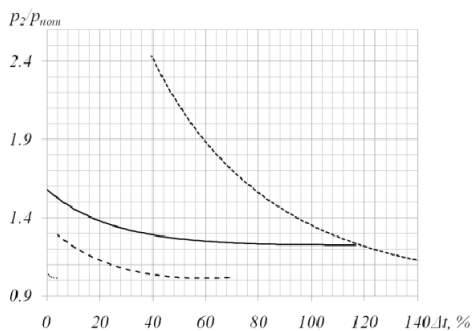


Рисунок 6 - Зависимость мощности, развиваемой в конечный момент, от степени затягивания процесса

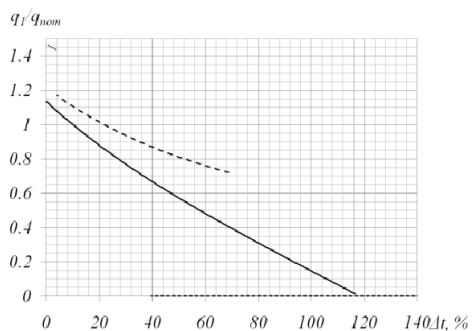


Рисунок 7 - Зависимость начального значения подачи от степени затягивания процесса

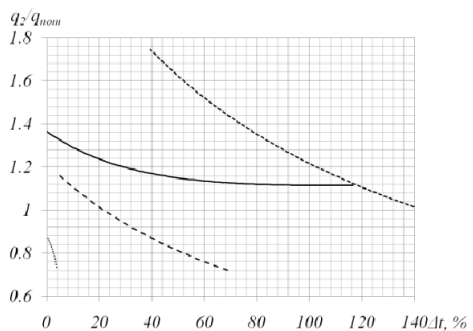


Рисунок 8 - Зависимость конечного значения подачи от степени затягивания процесса

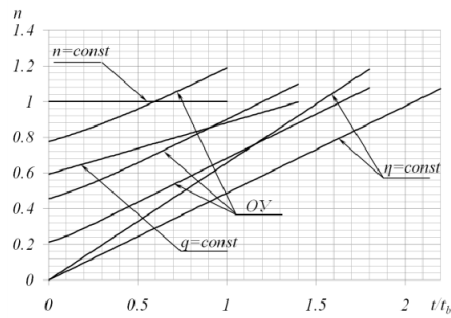


Рисунок 9 – Графики переходного процесса по частоте вращения

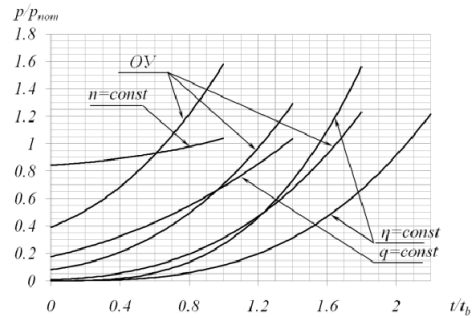


Рисунок 10 – Графики переходного процесса по мощности

Выводы:

1. Полезная работа при откачивании сухого дока определяется формой и размерами бассейна, а также величиной уровней верхнего и нижнего бьефов и не зависит от способов управления главными водоотливными насосами.
2. Работа, производимая двигателями главных водоотливных насосов сухого дока, и КПД рабочего цикла не зависит от числа параллельно работающих агрегатов.
3. КПД рабочего цикла является величиной, инвариантной по отношению к площади бассейна сухого дока.
4. Время откачивания дока изменяется обратно пропорционально числу параллельно работающих агрегатов.
5. КПД рабочего цикла главных насосов никогда не превосходит величины номинального КПД установившегося режима работы.
6. КПД базового рабочего цикла значительно ниже номинального КПД в установившемся режиме.
7. Наименьшей экономичностью и наибольшей производительностью при тех же пиковых значениях частоты вращения (мощности, момента) характеризуется режим работы с постоянной частотой вращения.
8. Средней экономичностью и производительностью характеризуется режим постоянной подачи.
9. Прирост КПД при поддержании оптимального значения подачи составляет не менее 15%.
10. Наиболее высокой экономичностью при наименьшей производительности характеризуется режим постоянного КПД, что соответствует идеализированным условиям работы объекта.
11. Оптимальный закон управления позволяет получить высокий КПД рабочего цикла с производительностью, имеющей среднее значение между режимами равной подачи и равного КПД.
12. За счет оптимального управления может достигаться КПД рабочего цикла, близкий к номинальному КПД установившегося

режима при существенно меньшей степени затягивания процесса по сравнению с режимом равных значений КПД.

13. Режим равной подачи требует регулирования частоты вращения в диапазоне приблизительно $D=1\div 1.5\dots 2$, оптимальный режим требует большей глубины регулирования частоты вращения с диапазоном $D=1\div 3\dots 4$.

14. Из числа трех рассмотренных типов насосов диагональный и осевой насос в целом превосходят, как по показателю экономичности, так и по производительности штатный центробежный насос сухого дока, что можно объяснить наличием чрезмерного для заданных условий работы запаса по напору и особенностями рабочих характеристик ЦБН.

15. Специфика реализации энергосберегающего управления главными водоотливными насосами сухого дока заключается в необходимости регулирования мощности крупных высоковольтных многополюсных асинхронных двигателей.

16. Уточненная стоимость электроэнергии при разовом откачивании сухого дока со штатными главными насосами в базовом режиме составляет 24080 грн, а в оптимальном режиме при затягивании времени откачивания менее чем в два с половиной раза – 10760 грн.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ключев В.И. Теория электропривода: учеб. Для вузов. – 2-е изд. Перераб. и доп. / В.И. Ключев // М.: Энергоатомиздат. - 2001. - 704 с.
2. Герасимьяк Р.П. Оптимальные системы управления электроприводов для студентов специальности 7.092203: Учеб. пособие / Р.П. Герасимьяк // Одесса: ОГПУ. - 1998. - 72 с.
3. Христо П.Е. Исследование возможности оптимизации насосной установки / П.Е. Христо // Электротехнические и компьютерные системы. Издавецтво «Техніка», м. Київ. - 2014. - N 15(91). С. 110-113.
4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Александр Александрович Ломакин // Л., Ленинградское отделение издательства «Машиностроение». - 1966. - 364 с.
5. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров // Л.: Энергия. - 1977. - 280 с.
6. Фельдбаум А.А. Основы теории оптимальных автоматических систем / А.А. Фельдбаум // М.: Наука. - 1966. - 624 с.
7. Д.Н. Азарх. Насосы. Каталог-справочник / Азарх Д.Н., под ред. С.П. Зеленова, А.И. Эйфеля. // Москва, Государственное

научно-техническое издательство машиностроительной и судостроительной литературы, - 1953. - 428с.

8. Databooklet_KPL_KWM_70153232_0114 / Каталог Grundfos KPL и KWM, 11-700 кВт, 50 Гц. - 72 с.

9. Епишко М.А. Осевые вертикальные насосы типов ОВ и ОПВ. Каталог. Изд. Второе, исправленное и дополненное / Сост. М.А. Епишко, М.И. Кузнецова, под ред. Л.С. Морочника, Г.В. Бондаровской // Москва, ЦИНТИхимнефтемаш, - 1983. - 29с.

10. Зимницкий В.А. Лопастные насосы: Справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. // Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334с.: ил.

11. Карелин В.Я. Насосы и насосные станции: Учеб. Для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. / В.Я. Карелин, А.В. Минаев // М.: Стройиздат, 1986. – 320с.: ил.

12. Чиняев И.А. Лопастные насосы. Справочное пособие. / И.А. Чиняев // Л., «Машиностроение», -1973. - 184с.