

Calculation Improvement of Equivalent Power of Hydrostatic Drive for Crane Mechanisms

Strizhak V., Anishchenko G., Strizhak M., Turchyn O., Masliennikov A.
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»
Kharkiv, Ukraine

Abstract. The aim of this study is to determine the analytic dependences of modifying the equivalent power of electric motors of hydrostatic drivers for different operation cycles of traveling and rotary mechanisms of lifting machines taking into account the power consumption during the idle run (when the mechanism remains immobile), which was not accounted for earlier. The latter is the novelty of this work. To achieve the goal the stand experimental studies were performed for the traveling mechanism of the bridge crane with a hydrostatic adjustable drive, the schedule status review of the electric energy consumption was carried out for all the stages of the operational cycle. The analytic dependences were defined of changing the equivalent power of the driver throughout all stages of the operational cycle, namely, acceleration, motion at a stable speed, and braking. Based on these dependences, the specified analytic expression to calculate the equivalent power for the full operational cycle was obtained, which is the most important result of the study. The significance of the result consists in that the specified calculation with the use of the proposed analytic dependences will allow using a simple method to estimate heating more objectively. It will as well enable to justify the selected power of the electric motor with the hydrostatic driver of the motion mechanisms and rotary motion of lifting machines that operate in starting-up-braking modes under conditions of varying parameters of the operational cycle.

Keywords: electric motor, power consumption, adjustable drive, hydraulic drive, bridge crane, traveling mechanism, operational cycle.

DOI: 10.5281/zenodo.3898062

UDC: 621.31

Calcularea puterii echivalente a motorului, ținând cont de condițiile nule de limită
Strizhak V.V., Anishchenko G.O., Strizhak M.G., Turchin O.V., Maslennikov A.M.
Universitatea Tehnică Națională „Institutul Politehnic Kharkov”
Harkov, Ucraina

Rezumat. Scopul studiului este de a determina legăturile de schimbare a puterii echivalente a acționărilor reglabile pentru diferite cicluri de funcționare a mecanismelor în condiții nenule de limită, deci luând în considerare consumul de energie în regim de mers în gol (când mecanismul rămâne staționar), ceea ce nu a fost luat în considerare mai anterior ce și prezintă noutatea acestei lucrări. Pentru realizarea obiectivului, s-au efectuat studii experimentale de banc ale mecanismului de mișcare a unei macarale cu acționare hidrostatică reglabilă, s-a făcut o analiză a naturii consumului de energie electrică. S-au determinat porțiunile curbei de schimbare a puterii instantanee, are tradițional nu sunt luate în considerare în calculele tip - în perioadele de accelerare și frânare. În etapa de frânare a mecanismului, a fost examinat regimul de lucru al motorului electric ca generator și s-a obținut o dependență analitică pentru a determina timpul de trecere de la regimul de generare la regimul receptorului de energie. S-au determinat dependențele analitice ale evoluției puterii echivalente a motorului în toate etapele ciclului de lucru: demarare, viteză constantă, frânare. Pe baza acestor dependențe, se obține o expresie analitică rafinată pentru calcularea puterii echivalente a ciclului complet de lucru, care este cel mai important rezultat al studiului. Semnificația rezultatului constă în faptul că un calcul rafinat folosind dependențe analitice va permite o evaluare mai simplă și mai obiectivă a costurilor de energie și va justifica consumul de energie electrică a unei clase largi de mecanisme cu o acționare reglabilă care funcționează în regimul de demarare-frânare la parametri variați ai ciclului de lucru.

Cuvinte-cheie: motor electric, consum de energie, acționare reglabilă, acționare hidrostatică, macara pod, mecanism de mișcare, ciclul de funcționare.

Усовершенствование расчета эквивалентной мощности гидропривода крановых механизмов
Стрижак В.В., Анищенко Г.О., Стрижак М.Г., Турчин О.В., Масленников А.М.
 Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
 г. Харьков, Украина

Аннотация. Целью исследования является определение аналитических зависимостей изменения эквивалентной мощности электродвигателей гидростатических приводов для различных рабочих циклов механизмов передвижения и поворота грузоподъемных машин с учетом потребления энергии во время холостого хода (когда механизм остается неподвижным), что не учитывалось ранее и представляет новизну данной работы. Для достижения цели проведены стендовые экспериментальные исследования механизма передвижения мостового крана с регулируемым гидростатическим приводом, выполнен анализ графика потребления электрической энергии на всех этапах рабочего цикла. Принято во внимание, что мгновенная мощность отличается от нуля в начале разгона и после полной остановки механизма. На этапе торможения механизма рассмотрен случай работы электродвигателя в генераторном режиме, а также получена аналитическая зависимость для определения момента времени перехода из генераторного режима обратно в режим потребления энергии. Определены аналитические зависимости изменения эквивалентной мощности двигателя на всех этапах рабочего цикла: разгон, движение с установившейся скоростью, торможение. На основании этих зависимостей, получено уточненное аналитическое выражение для расчета эквивалентной мощности за полный рабочий цикл, что является наиболее важным результатом исследования. Используя численные значения мгновенной мощности, полученные в результате эксперимента, построены графики изменения эквивалентной мощности за рабочий цикл механизма передвижения мостового крана с регулируемым приводом в зависимости от длительности этапа равномерного хода с учетом, а также без учета мощности холостого хода. Значимость результата состоит в том, что уточненный расчет с использованием предложенных аналитических зависимостей, позволит простым методом более объективно оценить нагрев и обосновать выбранную мощность электродвигателя гидростатического привода механизмов передвижения и поворота грузоподъемных машин, работающих в пуско-тормозных режимах в условиях изменяющихся параметров рабочего цикла, и обосновать выбор мощности.

Ключевые слова: электродвигатель, энергозатраты, регулируемый привод, гидропривод, мостовой кран, механизм передвижения, рабочий цикл.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность повышения энергетической эффективности приводов и выполнения сравнительной оценки их энергопотребления подтверждается большим количеством публикаций, посвященных решению этой задачи. Возрастающий интерес к этому вопросу связан также с широкими возможностями и разнообразием современных приводных систем, что отражено в работе [1]. Для обоснования целесообразности применения конкретного типа привода используют следующие критерии: механические характеристики, характеристики переходных процессов, данные об ограничении колебаний крановых электромеханических систем, количество потребляемой электроэнергии, искривление тока сети, надежность и стоимость привода [2]. Также необходимо учитывать особенности условий работы механизмов. Для механизмов грузоподъемной техники такие условия работы характеризуются группой режима работы и периодом включения. [3]. При этом, в работах [2, 3] не приведены зависимости, учитывающие эти

параметры при расчете энергопотребления и выборе двигателя.

Многие публикации посвящены исследованию эффективности применения регулируемых приводов на базе асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором в сопоставлении с асинхронным двигателем с фазным ротором. В работе [4] проведено сравнительное исследование пуско-тормозных режимов частотно-регулируемого привода и двигателя с фазным ротором. Подробно рассмотрены потери, возникающие в различных системах электроприводов. При этом, учет указанных в работе параметров на практике может представлять затруднение, поскольку требует дополнительных данных, отсутствующих в каталогах для выбора оборудования, например, таких, как приведенное сопротивление ротора, учитываемое для подсчета потерь в меди.

Регулируемые приводы получили в последнее время широкое распространение [5] благодаря их экономичности и быстрой окупаемости [6]. Также имеются данные сравнительных исследований приводов с частотным регулированием и прямым пуском

асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Установлено, что применение асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором с повышенным КПД позволяет экономить до 3% энергии по сравнению с обычным двигателем общепромышленной серии. В то же время, частотное регулирование обеспечивает экономию энергии до 15% [7]. При этом, выводы работ [5-7], как и многих других аналогичных трудов, опираются на статистические данные без привязки к конкретному рабочему циклу механизма.

Отдельные работы, направленные на оптимизацию переходных режимов работы крановых механизмов, используют прямой расчет мощности для обоснования целесообразности применения предложенных решений с точки зрения затрат энергии [8-12]. Однако, при этом не учитываются фактические характеристики регулируемых приводных систем, которые способны реализовать сложные законы управления.

В работе [13] подробно изучаются потери энергии при работе асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Отмечается, что двигатели такого типа составляют 90% всех промышленных двигателей. Рассматривается случай непрерывного режима работы двигателя с изменением нагрузки в широком диапазоне, что характерно для приводов конвейеров и миксеров. Предлагается способ экономии энергии за счет автоматического переключения обмотки статора звезда-треугольник в зависимости от нагрузки. В данной работе, как и в [14], режимы пуска и торможения привода не рассматриваются.

Алгоритмы повышения эффективности привода асинхронного двигателя, работающего от инвертора со звеном постоянного тока, представлены в [15]. Представлен подробный теоретический анализ потерь мощности и предложена модель ПИ-регулятора сравнивающей входящую и исходящую мощность. Предложен метод экономии энергии, при работе двигателя с малой нагрузкой. Аналогичные решения предложены в применении к безредукторному приводу лифта [16]. Оптимизация потерь происходит как на этапе движения с установившейся скоростью, так и в пуско-тормозных режимах. Однако, отсутствует комплексная оценка энергетической эффективности предложенных методов.

Большое количество работ посвящено анализу потерь энергии в приводах вентиляторов и насосов. В работе [17] представлен метод расчета общего годового энергопотребления пневмокомпрессоров, основанный не оценке потерь энергии всей системы сжатого воздуха вместо цепочки отдельных компонентов. Работа двигателя осуществляется в непрерывном режиме с частичной нагрузкой, изменяемой в широком диапазоне.

Для приводов вентиляторов учет затрачиваемой энергии и регулирование, направленное на повышение КПД, является важным направлением исследований. Это обусловлено возможной недогрузкой двигателя, связанной с недостаточной точностью расчета аэродинамических характеристик вентиляционных систем. Для приводов вентиляторов используется приведенный в работах [18, 19] метод определения среднего значения потребленной мощности. Средняя мощность вычисляется как сумма произведений по ступеням величин потребляемой мощности с учетом КПД электродвигателя и насоса, и относительной длительности ступеней. Использование такого метода определения средней мощности может приводить к усложнению расчета и погрешностям в случае сложной тахограммы рабочего цикла механизма.

Для анализа затрат энергии при работе механизмов грузоподъемных машин в [20] применяется метод эквивалентной мощности. При этом анализ энергетических затрат регулируемого привода выполняется по упрощенной схеме изменения мгновенной мощности.

В работе [21] проведено сравнительное исследование затрат энергии асинхронного двигателя кранового механизма при прямом пуске и при пуске с применением частотного преобразователя. Потери энергии оценены с помощью термограмм двигателя и тормозного резистора. Недостатком данного исследования является отсутствие зависимостей, позволяющих на основании полученных результатов оценить снижение энергозатрат в киловаттах.

В работах [22, 23] приведены основные сведения о расчете мощности механизмов передвижения и подъема мостовых кранов. При помощи регрессионного анализа получена зависимость КПД от мощности

электродвигателей. Однако, не учитывается тип привода.

Отличие результатов данной работы от известных состоит в том, что проведенное исследование направлено на получение уточненной аналитической зависимости для расчета эквивалентной мощности. Данная зависимость учитывает потери энергии в регулируемом приводе, которые имеют место при остановленном механизме – потери холостого хода. Например, для регулируемого гидростатического привода потери холостого хода возникают, когда механизм остается неподвижен, а приводной двигатель насоса вращается перед началом и после окончания движения механизма. При этом учитываются все этапы рабочего цикла механизма и фактические характеристики регулируемых приводных систем.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью исследования является установление зависимостей изменения эквивалентной мощности регулируемого гидростатического привода для различных рабочих циклов крановых механизмов с учетом потребления энергии во время холостого хода (когда механизм остается неподвижным). Полученные аналитические зависимости могут быть использованы в дальнейшем для оценки нагрева двигателя и проверки выбранной мощности, а также для оценки потребления энергии приводом.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ графика потребления электрической энергии в течение рабочего цикла механизма;
- определить зависимости изменения эквивалентной мощности двигателя на отдельных этапах рабочего цикла;
- определить зависимость изменения эквивалентной мощности за весь рабочий цикл механизма.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование затрат энергии регулируемого гидростатического привода в течение рабочего цикла проведено на примере механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью 32/5 тонны

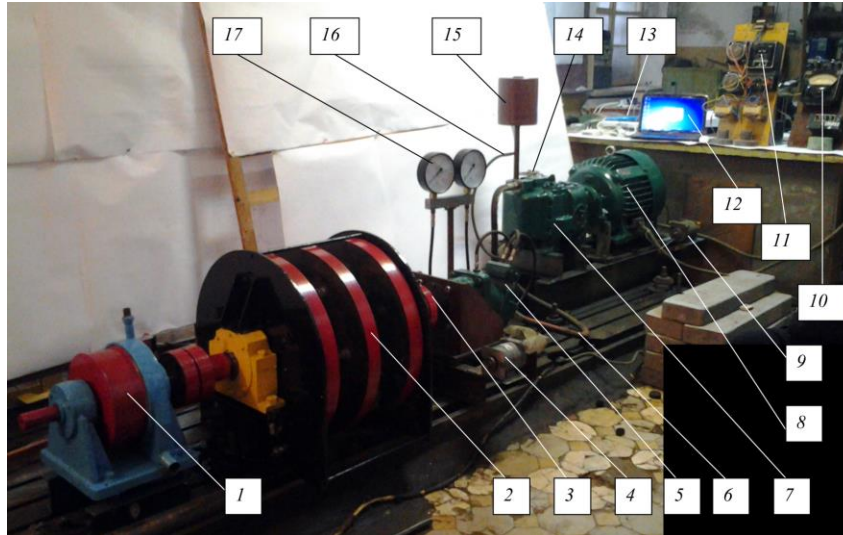
пролетом 22,5 м. Соответствующие экспериментальные исследования проведены в лаборатории кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Экспериментальный стенд, моделирующий работу данного механизма, представлен на рис. 1.

На рис. 2 представлена осциллограмма изменения мгновенной мощности, скоростей и крутящего момента гидромотора. По данным стендовых исследований построен график изменения мгновенной мощности в течение рабочего цикла (рис. 3). Мощность, потребляемая регулируемым гидростатическим приводом в течение разгона, пропорциональна скорости на выходном валу с учетом КПД приводного двигателя и непосредственно гидравлического оборудования и отвечает ломанной 1'-2-3-4-5-6', (обозначена сплошной утолщенной линией на рис. 3). Энергия потребляется также, когда механизм находится в состоянии покоя, и расходуется на работу приводного электродвигателя. Однако, справочная литература в области расчета приводов грузоподъемных машин допускает пренебрежение этими потерями. Тогда эквивалентная мощность определяется по схеме, соответствующей ломаной 1-2-3-4-5-6. Таким образом, расходы энергии, обозначенные заштрихованными треугольниками 1-1'-2 и 5-6'-6 остаются неучтенными. Оценку нагрева двигателя и проверку выбранной мощности с учетом длительностей этапов рабочего цикла кранового механизма и условий охлаждения, согласно справочной и нормативной литературы, рекомендуется проводить по эквивалентным величинам крутящего момента или мощности:

$$P_e = \sqrt{\int_0^t P^2 dt} / t \quad (1)$$

где: P – мгновенная мощность, потребляемая электродвигателем привода механизма;

t – длительность рабочего цикла.



1 – устройство имитации статического момента сопротивления передвижению; 2 – маховые массы для имитации момента инерции; 3 – тензордиодатчики для измерения крутящего момента; 4 – тахогенератор для измерения скорости вращения гидромотора; 5 – гидромотор; 6 – трубопроводы большого давления; 7 – аксиально-поршневой насос; 8 – электродвигатель; 9 – тахогенератор для записи скорости вращения электродвигателя; 10 – стрелочный ваттметр; 11 – преобразователь мощности; 12 – ноутбук; 13 – усилители; 14 – сервопривод насоса; 15 – дополнительный бачок; 16 – трубопровод отвода утечек; 17 – манометры.

Рис. 1. Общий вид стенда для экспериментального исследования гидропривода механизма передвижения мостового крана.¹

Период разгона и торможения для крановых механизмов обычно является величиной постоянной и определяется с учетом правил расчетов [26]. Поэтому при достижении номинальной скорости, может изменяться только продолжительность движения с установившейся скоростью, в зависимости от длины пройденного пути.

Если расписать выражение (1) с учетом всех этапов рабочего цикла и пренебречь, затратами энергии при неподвижном механизме, то выражение для определения эквивалентной мощности электродвигателя регулируемого гидростатического привода примет вид (2):

$$P_e = \sqrt{\frac{\left((P_{acc}^{max})^2 t_{acc} \right) / (3\eta_{gr}^2 \eta_{hyd.dr}^2 \eta_{el.m}^2) + (P_{st.run}^2 t_{st.run}) / (\eta_{gr}^2 \eta_{hyd.dr}^2 \eta_{el.m}^2) + (P_{br}^{max})^2 \eta_{gr}^2 \eta_{hyd.dr}^2 \eta_{el.m}^2 t_{br} / 3}{t_{acc} + t_{st.run} + t_{br} + \frac{1}{3}\theta}}, \quad (2)$$

где: P_{acc}^{max} – максимальная положительная мощность на валу ходового колеса в конце этапа разгона;

$P_{st.run}$ – положительная мощность на валу ходового колеса при движении с установившейся скоростью;

P_{br}^{max} – максимальная отрицательная мощность на валу ходового колеса в начале этапа рекуперативного торможения;

η_{gr} – коэффициент полезного действия (КПД) редуктора в конце этапа разгона, при движении с установившейся скоростью, а также в начале генераторного торможения;

$\eta_{hyd.d}$ – общий КПД гидростатического привода в конце периода разгона, при движении с установившейся скоростью, а также в начале генераторного торможения;

$\eta_{el.m}$ – КПД электродвигателя;

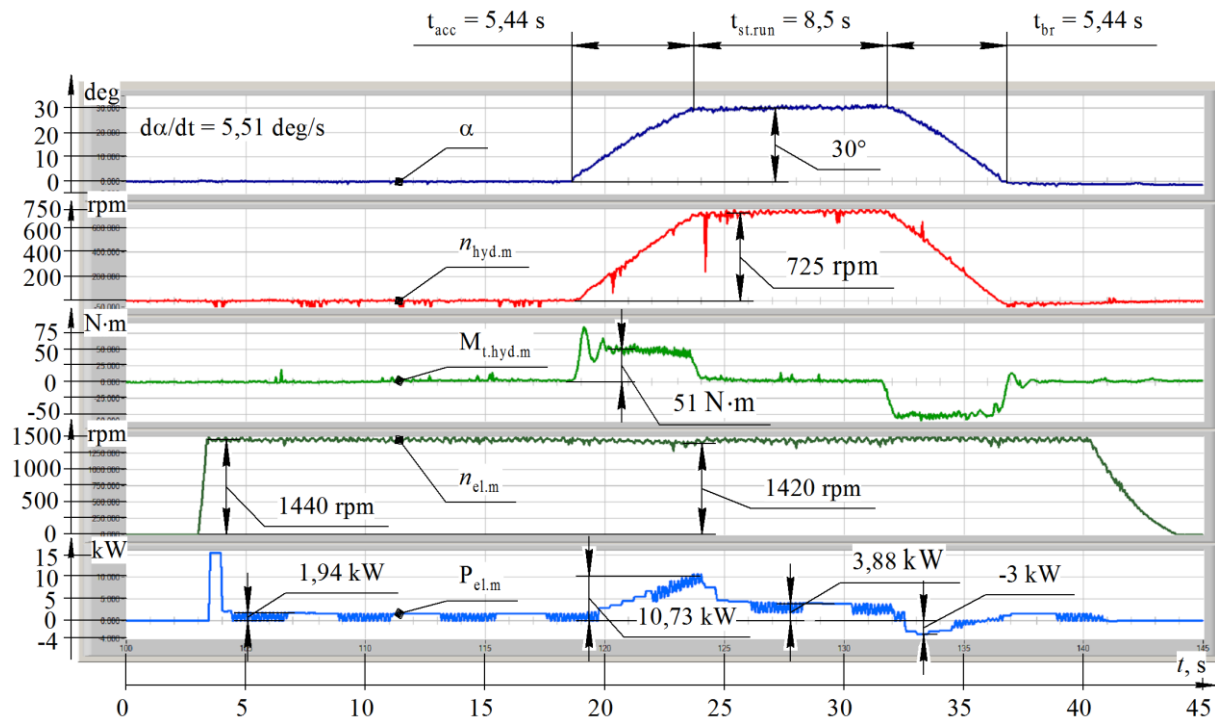
t_{acc} , $t_{st.run}$, t_{br} , θ – продолжительность этапов разгона, движения с установившейся скоростью, рекуперативного торможения и паузы, соответственно.

Как видно из осциллограммы стендовых исследований, в начале первого этапа (режим разгона) и в конце третьего этапа (режим генераторного торможения) мощность холостого хода, потребляемая из сети двигателем, составляет $P_{idle} = 1,94$ кВт. Такая картина характерна и для других регулируемых приводов. Например, частотно-регулируемый привод в режиме

¹ Appendix 1

холостого хода может потреблять до 1,5% мощности на поддержание работы частотного

преобразователя и других элементов системы управления.



α – угол наклона лопушки насоса (параметр управления), $n_{\text{hyd.m}}$ – скорость вращения гидромотора, $M_{\text{t.hyd.m}}$ – крутящий момент гидромотора, $n_{\text{el.m}}$ – скорость вращения электродвигателя, $P_{\text{el.m}}$ – мощность электродвигателя, потребляемая из сети, t_{acc} – длительность разгона механизма, $t_{\text{steady run}}$ – длительность движения с установившейся скоростью, t_{br} – время торможения механизма.

Рис. 2. Осциллограммы изменения во времени мгновенной мощности и динамических характеристик механизма передвижения мостового крана в течение рабочего цикла при стендовых исследованиях.²

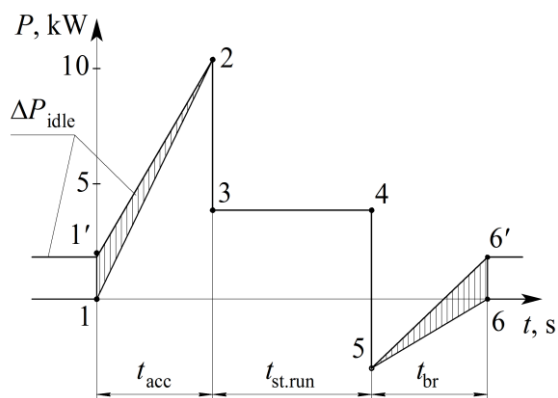


Рис. 3. График изменения, потребляемой и рекупируемой мощности в течение рабочего цикла механизма передвижения.³

Сначала определим эквивалентную мощность электродвигателя на первом этапе – при разгоне механизма, когда потребляемая мощность (при линейном изменении производительности насоса) изменяется также по линейному закону, а начальное значение мощности холостого хода не равно нулю.

Уточним выражение первого слагаемого числителя формулы (2). Согласно формуле (1) эквивалентную мощность для этапа разгона определим следующим образом:

$$P_e = \sqrt{\int_0^{t_{\text{acc}}} P^2 dt} / t_{\text{acc}} \quad (3)$$

где: t_{acc} – время разгона;

То есть возникает необходимость уточнить выражения первого и третьего слагаемых числителя в формуле (2).

P – потребляемая мгновенная мощность, на этапе разгона механизма, которая изменяется по линейному закону:

$$P = k_1 t + P_{idle} \quad (4)$$

где коэффициент k_1 определяется из (4) при $t = t_{acc}$, $P = P_{acc}^{max}$:

$$k_1 = (P_{acc}^{max} - P_{idle}) / t_{acc}. \quad (5)$$

Интегрирование числителя (3) дает:

$$\begin{aligned} \int_0^{t_{por}} P^2 dt &= \int_0^t (P_{idle} + k_1 t)^2 dt = \\ &= \int_0^t (P_{idle}^2 + 2P_{idle} k_1 t + k_1^2 t^2) dt = \\ &= \int_0^t P_{idle}^2 dt + \int_0^t 2P_{idle} k_1 t dt + \int_0^t k_1^2 t^2 dt = \\ &= P_{idle}^2 t_{acc} + P_{idle} k_1 t_{acc}^2 + k_1^2 t_{acc}^3 / 3. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$\int_0^{t_{acc}} P^2 dt = P_{idle}^2 t_{acc} + P_{idle} k_1 t_{acc}^2 + k_1^2 t_{acc}^3 / 3. \quad (6)$$

После подстановки k_1 в (6):

$$\begin{aligned} \int_0^{t_{por}} P^2 dt &= P_{idle}^2 t_{acc} + P_{idle} (P_{acc}^{max} - P_{idle}) t_{acc}^2 / t_{acc} + (P_{acc}^{max} - P_{idle})^2 t_{acc}^3 / (t_{acc}^2 3) = \\ &= P_{idle}^2 t_{acc} + P_{idle} (P_{acc}^{max} - P_{idle}) t_{acc} + (P_{acc}^{max} - P_{idle})^2 t_{acc} / 3 = \\ &= P_{idle}^2 t_{acc} + (P_{idle} P_{acc}^{max} - P_{idle}^2) t_{acc} + ((P_{acc}^{max 2} - 2P_{acc}^{max} P_{idle} + P_{idle}^2) t_{acc}) / 3 = \\ &= P_{idle} P_{acc}^{max} t_{acc} + (P_{acc}^{max})^2 t_{acc} / 3 - 2P_{acc}^{max} P_{idle} t_{acc} / 3 + P_{idle}^2 t_{acc} / 3 = \\ &= P_{idle} P_{acc}^{max} t_{acc} / 3 + (P_{acc}^{max})^2 t_{acc} / 3 + P_{idle}^2 t_{acc} / 3 = ((P_{idle}^2 + P_{idle} P_{acc}^{max} + (P_{acc}^{max})^2) t_{acc}) / 3. \end{aligned}$$

Окончательно получим:

$$\int_0^{t_{por}} P^2 dt = \frac{1}{3} (P_{x.x}^2 + P_{x.x} P_{acc}^{max} + (P_{acc}^{max})^2) t_{acc}. \quad (7)$$

Соответственно, эквивалентная мощность электродвигателя для первого этапа разгона равна:

$$\begin{aligned} P_e &= \sqrt{\int_0^{t_{acc}} P^2 dt / t_{acc}} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{1}{3} (P_{idle}^2 + P_{idle} P_{acc}^{max} + (P_{acc}^{max})^2) t_{acc} \right) / t_{acc}} = \quad (8) \\ &= \sqrt{\frac{1}{3} (P_{idle}^2 + P_{idle} P_{acc}^{max} + (P_{acc}^{max})^2)}. \end{aligned}$$

Таким образом, для этапа разгона с начальными условиями $P_{idle} \neq 0$ первое слагаемое числителя в формуле (2) получило более корректное выражение (8).

Далее рассмотрим третий этап - этап рекуперативного торможения, при котором потребляемая мощность также изменяется по линейному закону, а в конце торможения $P_{idle} \neq 0$.

Отметим некоторые особенности графика изменения потребляемой мощности на этапе генераторного торможения механизмов мостового крана:

P_{br}^{max} – максимальное значение мощности, отдаваемой в сеть (максимальное значение мгновенной мощности в начальный период генераторного торможения);

P_{idle} – мощность холостого хода;

t_{br} – длительность торможения механизма;

t_{trans} – момент времени перехода из режима рекуперативного торможения к потреблению энергии из сети.

Определим эквивалентную мощность для этапа генераторного торможения:

$$P_e = \sqrt{\int_0^{t_{br}} P^2 dt / t_{br}} \quad (9)$$

где: P – потребляемая мощность, на этапе генераторного торможения, которая изменяется по линейному закону:

$$P = k_3 t - P_{br}^{max}, \quad (10)$$

где: коэффициент k_3 определен из уравнения (10):

$$k_3 = (P_{idle} + P_{br}^{max}) / t_{br} \cdot \quad (11)$$

Определим время перехода также из уравнения (10):

$$0 = k_3 t_{trans} - P_{br}^{max} \\ t_{tran} = \frac{P_{br}^{max}}{k_3} = P_{br}^{max} t_{br} / (P_{idle} + P_{br}^{max}) \cdot \quad (12)$$

Результат интегрирования выражения в числителе (9):

$$\int_0^{t_{br}} P^2 dt = \int_0^{t_{br}} (k_3 t - P_{br}^{max})^2 dt = \\ = \int_0^{t_{br}} (k_3^2 t^2 - 2k_3 t P_{br}^{max} + (P_{br}^{max})^2) dt = \quad (13) \\ = k_3^2 \int_0^{t_{br}} t^2 dt - 2k_3 P_{br}^{max} \int_0^{t_{br}} t dt + (P_{br}^{max})^2 \int_0^{t_{br}} dt = \\ = k_3^2 t_{br}^3 / 3 - 2k_3 P_{br}^{max} t_{br}^2 / 2 + (P_{br}^{max})^2 t_{br} \cdot$$

$$P_e = \sqrt{\frac{\left(\left((P_{idle}^2 + P_{idle} P_{acc}^{max} + (P_{acc}^{max})^2) t_{acc} \right) / (3 \eta_{gr}^2 \eta_{hyd.d}^2 \eta_{el.m}^2) + \right.}{\left. + (P_{st.run}^2 t_{st.run}) / (\eta_{gr}^2 \eta_{hyd.d}^2 \eta_{el.m}^2) + \right.} \left. + \left((P_{idle}^2 - P_{idle} P_{br}^{max} + (P_{br}^{max})^2) \eta_{gr}^2 \eta_{hyd.d}^2 \eta_{el.m}^4 t_{br} \right) / 3 \right)}{(t_{acc} + t_{st.run} + t_{br} + \theta/3)} \quad (16)$$

На рис. 7 представлены расчетные графики изменения эквивалентной мощности за цикл работы механизма при различной длительности движения с установившейся скоростью без учета мощности холостого хода по формуле (2) и по формуле (16), в которой мощность холостого хода учитывается.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

На основании результатов экспериментальных исследований механизма передвижения мостового крана можно утверждать, что при линейном изменении производительности насоса и соответственно скорости вращения гидромотора мгновенная потребляемая мощность также изменяется линейно. При этом на этапе торможения гидростатический привод может переходить в

После подстановки коэффициента $k_3 = (P_{idle} + P_{br}^{max}) / t_{br}$ в формулу (13) получим:

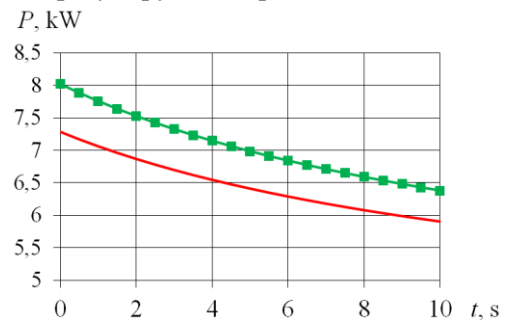
$$\int_0^{t_{br}} P^2 dt = \\ = \left((P_{idle}^2 - P_{idle} P_{br}^{max} + (P_{br}^{max})^2) t_{br} \right) / 3 \quad (14)$$

То есть, для этапа рекуперативного торможения эквивалентная мощность равна:

$$\int_0^{t_{br}} P^2 dt = \\ = \left((P_{idle}^2 - P_{idle} P_{br}^{max} + (P_{br}^{max})^2) t_{br} \right) / 3 \quad (15)$$

Таким образом, формулу (2) для определения эквивалентной мощности электродвигателя гидропривода кранового механизма можно записать в более корректном виде:

режим рекуперативного торможения, как и другие регулируемые приводы.



линия с маркерами – мощность холостого хода учитывается; гладкая линия – мощность холостого хода не учитывается

Рис. 4. График изменения эквивалентной мощности механизма передвижения мостового крана в течение рабочего цикла в зависимости от продолжительности этапа равномерного хода. ⁴

Экспериментальное исследование проводилось без статической нагрузки. Такие

условия эксперимента допустимы поскольку для механизмов передвижения и поворота чаще всего имеет место превалирование динамических нагрузок. Реактивная и активная статическая нагрузка в основном сохраняется постоянной, следствием чего является увеличение потребляемой мощности на одну и ту же величину на всех этапах движения. При пуске электродвигателя насоса наблюдается установление постоянного значения мгновенной мощности, потребляемой в режиме холостого хода. Величина этой мощности зависит от КПД конкретного привода и, как видно из данного исследования, может иметь существенное значение. Данный факт является обоснованием необходимости учитывать эти затраты энергии при определении эквивалентной мощности. Несмотря на повышенные значения потребляемой мощности, а также проведение эксперимента без учета статической нагрузки, на примере конкретного механизма удалось выполнить расчет эквивалентной мощности для рабочего цикла конкретного механизма.

Из рис. 7 следует, что при малой продолжительности этапа движения с установившейся скоростью учет затрат энергии холостого хода имеет большее влияние на значение эквивалентной мощности за рабочий цикл. В отличие от работ, приведенных в литературном обзоре, уточненное выражение для расчета эквивалентной мощности позволяет более объективно оценить затраты энергии в пуско-тормозных режимах. Хотя в данной работе рассмотрена трапецеидальная диаграмма движения, используя полученные аналитические выражения эквивалентной мощности для этапов разгона и торможения, может быть легко выведена зависимость, позволяющая рассчитать эквивалентную мощность при более сложном графике движения. Предусмотрен случай, когда привод не только потребляет энергию из сети, но и работает в режиме генераторного торможения.

ВЫВОДЫ

Получена аналитическая зависимость изменения эквивалентной мощности регулируемого гидростатического привода для различных рабочих циклов крановых

механизмов с учетом потребления энергии во время холостого хода.

Выполнен анализ графика потребления электрической энергии в течение рабочего цикла кранового механизма с гидроприводом.

Определены зависимости изменения эквивалентной мощности двигателя на отдельных этапах рабочего цикла – разгон, торможение, движение с установившейся скоростью.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹Fig. 1. 1 – loader to simulate a static moment of resistance to movement; 2 – flywheel masses to simulate a moment of inertia; 3 – wireless strain gauges to measure torque; 4 – tachogenerator to measure the rotational speed of the hydraulic motor; 5 – hydraulic motor; 6 – high pressure pipelines; 7 – axial piston pump; 8 – electric motor; 9 - tachogenerator to record the rotational speed of the electric motor; 10 – pointer wattmeter; 11 – power converter; 12 – laptop; 13 – amplifiers; 14 – pump servo; 15 – refill tank; 16 – leakage pipeline; 17 – pressure gauges. General view of the test stand for experimental study of the hydraulic traveling mechanism of the bridge crane.

²Fig. 2. α – tilt angle of the swash plate of the pump (control parameter), $n_{hyd.m}$ – rotation speed of the hydraulic motor, $M_{t.hy.d.m}$ – torque of the hydraulic motor, $n_{el.m}$ – rotation speed of the electric motor, $P_{el.m}$ – electric motor power consumed from the network, t_{acc} – duration of acceleration of the mechanism, $t_{st.run}$ – duration of steady run, t_{br} – braking time of the mechanism. Oscillograms of momentary change of power and dynamic characteristics of the traveling mechanism of the bridge crane during the operational cycle at stand tests.

³Fig. 3. Diagram of behavior in consumed and recovered power during the operational cycle of the traveling mechanism.

⁴Fig. 4. line with markers – idle run power included; smooth line – idle run power excluded Graph of behavior in equivalent power of the traveling mechanism of the bridge crane during the operational cycle depending on the duration of the steady run phase.

Литература (References)

- [1] Javied T., Rackow T., Stankalla R., Sterk C., Franke J. Study on Electric Energy Consumption of Manufacturing Companies in the German Industry with the Focus on Electric Drives. *Procedia CIRP*, 2016, vol. 41, pp. 318–322.
- [2] Gerasimyak R. P., Savich S. P., Shabovta M. YU. Razrabotka sistemy kriteriyev vybora elektroprivoda dlya kranovykh mekhanizmov [Development of a system of criteria for selecting an electric drive for crane mechanisms].

- Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy – East European Journal of Advanced Technologies*. 2015, no 5/1 (77), pp. 51-58. (In Russian).
- [3] Hryhorov, O. V., Stryzhak V. V. Analiz pusko-hal'mivnykh protsesiv kranovykh mekhanizmiv z chastotno-rehul'ovanyim pryvodom [Analysis of starting-brake processes of crane mechanisms with frequency-controlled drive], *Vestnyk KhNADU – Bulletin of the KhNADU*. 2012. Vyp.(no) 57. – pp. 249–256. (In Ukrainian).
- [4] Busher V.V., Savych S. P., Savych S. L., Medvedyev V. S., Avtomatyzovana systema porivnyannya tekhniko-ekonomichnoyi efektyvnosti elektropryvodiv kranovykh mekhanizmiv [An automated system for comparing the technical and economic efficiency of crane mechanisms], *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohyy – Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2016, no 2/8 (80), pp. 37-49. (In Ukrainian).
- [5] Blanusa B. New Trends in Efficiency Optimization of Induction Motor Drives. *New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems*, 2010, doi: 10.5772/10427.
- [6] Grygorov O. V., Zaytsev Y. I., Svirgun V. P., Stryzhak V. V., Realization of energy-saving control modes on cranes of great load-carrying capacity. *Annals of the University of Petrosani: Mechanical Engineering*, 2010, Vol. 12, pp. 111-118.
- [7] Müller E., Engelmann J., Löffler T., Strauch J. Energieeffiziente Fabriken planen und betreiben. *Berlin Heidelberg: Springer Verlag*, 2009.
- [8] Loveikin V. S., Romasevich Y. A. Optimization of bridge crane movement control *Science & Technique* Vol: 17 issue: 5 pp.: 413-420 DOI: 10.21122/2227-1031-2018-17-5-413-420
- [9] Loveikin V. S., Romasevich, Yu. A.; Khoroshun, A. S., Shevchuk, A. G. Time-Optimal Control of a Simple Pendulum with a Movable Pivot. Part 1. *International Applied Mechanics*. Vol. 54, No. 3, May, 2018. DOI 10.1007/s10778-018-0887-x
- [10] Perig A. V., Stadnik A. N., Kostikov A. A., Podlesny S. V. Research into 2D Dynamics and Control of Small Oscillations of a Cross-Beam during Transportation by Two Overhead Cranes”, *Shock and Vibration*, vol. 2017, Article number 9605657, pp. 1–21, Feb. 2017. doi:10.1155/2017/9605657. Online. Available: <https://doi.org/10.1155/2017/9605657>
- [11] Kostikov A. A., Perig A. V., Mikhieienko D. Yu., Lozun R. R. Numerical JModelica.org-based approach to a simulation of Coriolis effects on guided boom-driven payload swaying during non-uniform rotary crane boom slewing. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 39, no. 3, pp. 737-756, March 2017. doi:10.1007/s40430-016-0554-2. Online. Available: <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0554-2>
- [12] Kostikov A. A., Perig A. V., Larichkin O. V., Stadnik A. N., Gribkov E. P. Research Into Payload Swaying Reduction Through Cable Length Manipulation During Boom Crane Motion. *FME Transactions*, vol. 47, no. 3, pp. 464–476, 2019, doi:10.5937/fmet1903464K. Online. Available: <https://doi.org/10.5937/fmet1903464K>
- [13] Fernando J. T. E. Ferreira, Aníbal T. de Almeida Energy savings potential associated with stator winding connection mode change in induction motors, *XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. 2016 doi: 2775-2783.10.1109/ICELMACH.2016.7732915.
- [14] Scharfenstein D., De Doncker R. W. Extended Operating Range of Induction Machines Using Switched Stator Windings. *2019 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, San Diego, CA, USA, 2019, pp. 97-103, doi: 10.1109/IEMDC.2019.8785298.
- [15] Blauša B., Knezevic B. Simple Hybrid Model for Efficiency Optimization of Induction Motor Drives with Its Experimental Validation. *Advances in Power Electronics*, Volume 2013, Article ID 371842, 8 pages doi: 10.1155/2013/371842.
- [16] Branko B. Efficiency Optimized Control of Elevator Drive. *Infoteh-jahorina*, 2012 Vol. 11, pp. 71-74.
- [17] Wouters C, Copco A. Air Compressor Total Energy Consumption. *Proceedings of the 10th international conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS' 2017)*, 2018, pp. 965-972.
- [18] Lang S., Ludwig G., Pelz P., Stoffel B. General Methodologies of Determining the Energy-Efficiency-Index of Pump Units in the Frame of the Extended Product Approach. *Proceedings of the 8th International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS)*, 2013, Paper No. 122.
- [19] Goman V., Oshurbekov S., Kazakbaev V., Prakht V., Dmitrievskii V. Energy Efficiency Analysis of Fixed-Speed Pump Drives with Various Types of Motors. *Applied Sciences*, 2019, no. 9, 5295; doi:10.3390/app9245295.
- [20] Grigorov O., Anishchenko G., Druzhynin E., Strizhak V., Strizhak M., Malashchenko V. Comparing hydraulic and electromechanical drives by electric motor's power. *MATEC Web of Conferences* 294, 01002 (2019) EOT-2019 <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929401002>.

- [21] Goncharov K.A., Denisov I.A. Eksperimental'noye issledovaniye nagruzhennosti gruzopod'yemnykh mashin pri ispol'zovanii sistem upravleniya s chastotnym preobrazovatelem [An experimental study of the load of hoisting machines using control systems with a frequency converter.]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta – Scientific and Technical Bulletin of Bryansk State University*, 2018, no. 1, pp. 31-39 (In Russian).
- [22] Galdin N. S., Yeromina O. V., Kurbatskaya O. V. Opredeleniye energeticheskikh kharakteristik osnovnykh mekhanizmov mostovykh kranov [Determination of energy characteristics of the main mechanisms of bridge cranes]. *Vestnik SibADI – Bulletin of SibADI*, 2013, no. 2 (30), (In Russian).
- [23] Galdin N. S., Kurbatskaya O. V., Yeromina S. V. Uravneniya regressii osnovnykh parametrov mekhanizmov mostovykh kranov [Equations of regression of the main parameters of the mechanisms of bridge cranes.]. *Vestnik SibADI – Bulletin of SibADI*, 2014, no 3 (37), pp. 68-72. (In Russian).

Сведения об авторах.



Стрижак Всеволод Викторович

к.т.н., доцент кафедры подъёмно-транспортных машин и оборудования Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина.
E-mail:

stryzhak.vsevolod@gmail.com



Анищенко Галина Отловна

к.т.н., доцент кафедры теоретической механики Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина.
E-mail:

galaanishchenko@gmail.com



Стрижак Марьяна Георгиевна

к.т.н., доцент кафедры деталей машин и мехатронных систем Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина.
E-mail:

marjanastryzhak@gmail.com



Турчин Ольга Владимировна

к.т.н., старший преподаватель кафедры подъёмно-транспортных машин и оборудования Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина.
E-mail:

feathven@gmail.com



Масленников Андрей Михайлович

к.т.н., доцент кафедры электрических машин Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина.
E-mail:

xmasliennikov@gmail.com