

УДК 629.5:62.2.622.276.53.054.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ СИЛОВОГО ПРИВОДА НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО КОМПЛЕКСА НА МАЛОДЕБИТНЫХ СКВАЖИНАХ ПРИ ВНЕДРЕНИИ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОГИДРОЦИЛИНДРА РЕКУПЕРАТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Савинкин Виталий Владимирович¹,
cavinkin7@mail.ru

Визуриане Петрика²,
peviz2002@yahoo.com

Санду Андрей Виктор²,
sav@tuiasi.ro

Колисниченко Светлана Викторовна¹,
svetlana_ko-ko@mail.ru

Ратушная Татьяна Юрьевна¹,
tratushnaia@mail.ru

Омаров Малик Шамильевич³,
omarov_malik@mail.ru

¹ Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева,
Республика Казахстан, 150000, г. Петропавловск, ул. Пушкина, 86.

² Технический университет имени Георге Асачи,
Румыния, 700050, г. Яссы, Бульвар доктора Мангерона, 41.

³ ТОО «Завод многопрофильного оборудования»,
Республика Казахстан, 150000, г. Петропавловск, ул. Я. Гашека, 22.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью разработки научно-обоснованной конструктивно-технологической системы эффективного перераспределения мощности по исполнительным элементам высоконагруженно-го оборудования в соответствии с энергоемкостью процесса добычи углеводородного сырья. Актуальность подтверждена дефицитом отечественных технологий по разработке гибридных приводов рекуперативного действия, используемых для производства и преобразования энергии, основанных на исследовании синергетических связей насосных комплексов малодебитных скважин как основного показателя энергоэффективности.

Цель: повышение энергоэффективности и ресурсной долговечности высоконагруженных нефтедобывающих насосных комплексов малодебитных скважин за счет внедрения разработанного гибридного привода с электрогидроцилиндром рекуперативного действия, обеспечивающего перераспределение мощности по исполнительным элементам.

Объект: гибридная система привода добывающего станка-качалки с энергоэффективным электроцилиндром рекуперативного действия.

Применялся комплексный метод исследования взаимодействия двух физически и технически разнородных сред (гидравлика и электромагнитные поля) в структуре нагруженных деталей гибридного привода. Методами кинематического анализа и силового расчета исследован циклический процесс динамического нагружения рабочего оборудования насосного комплекса. Использовалась методология системного анализа, а также метод перераспределения моментов сил инерции и мощностного баланса силового привода. Эффективно применен математический аппарат для установления зависимостей изменения мощностных характеристик от эксплуатационных показателей и динамических нагрузок насосного комплекса. Методом критического анализа установлены приоритеты развития геометрических параметров, а использование законов механики позволило обосновать структурные элементы кинематики, требующие усовершенствования. Инструментарий метода конечных элементов и расчетных систем позволил исследовать работоспособность гибридного привода, провести анализ и обработку полученных результатов.

Результаты. Разработана конструкция гибридного электрогидроцилиндра рекуперативного действия, обеспечивающая эффективное преобразование механической и гидравлической энергии гидропривода в электрическую при воздействии силы тяжести масс рабочего оборудования нефтедобывающего насосного комплекса для малодебитных скважин. Разработанная конструкция существенно повышает энергоэффективность силовой установки и привода нефтедобывающего комплекса, обеспечивая перераспределение мощности гибридного привода в соответствии с энергоемкостью операций. Решена научная проблема эффективного способа перераспределения мощности по элементам нефтедобывающих комплексов в соответствии с энергоемкостью выполняемой операции и преобразования энергии собственных масс тяжести рабочего оборудования. Разработана и обоснована новая научная идея реализации принципов рекуперации энергии и оптимального перераспределения мощности при выполнении наиболее энергоемких рабочих процессов наземного добывающего насосного комплекса, что обогатило научную концепцию повышения энергоэффективности добывающих комплексов и расширило границы применимости полученных результатов в гибридных приводах.

Ключевые слова:

Нефтедобывающий комплекс, электрогидроцилиндр, рекуперация, энергоемкость, система перераспределения мощности.

Введение

Современные технологии, применяемые в машиностроительной, добывающей и энергетической отраслях, ориентированы, в первую очередь, на повышение долговечности, безотказности и производи-

тельности добывающих комплексов. Указанные показатели достигнуты за счет развития теории и практики новых технологий модификации поверхностей, совершенствования конструкций, обоснования новых сочетаний оптимальных многокомпонентных наноматериалов.

териалов и т. д. В настоящее время происходит революционное переосмысление значимости таких показателей, как энергоёмкость, энергоэффективность и ресурсосбережение [1]. Эти качественно новые направления стали не просто отражать достижения науки, но создали симбиоз технологий на стыке гуманитарных и технических наук. Практический результат отражен в автоматизации сложных технологических процессов, применении искусственного интеллекта для мониторинга насосных комплексов нефтепроводов на удаленном доступе и принятия решений в нестандартных ситуациях на малодебитных скважинах. Так, например, если до 2000-х гг. добыча и транспортировка георесурсов была сведена к повышению производительности, ресурса добывающих комплексов и увеличению силового воздействия, то сегодня необходимо ставить задачи иной направленности [1, 2]. На сегодняшний день к нерешенным научно-техническим проблемам энергоэффективности следует отнести перераспределение мощности по элементам нефтедобывающих комплексов в соответствии с энергоёмкостью выполняемой операции и преобразованием энергии собственных масс оборудования. Решить данную задачу можно при компенсации существующих пробелов знаний в управлении точным позиционированием подвижных элементов, исследовании зависимостей эффективности гибридации приводов и развитии физических принципов рекуперации энергии. Добывающие машины, как правило, носят циклический или непрерывный характер действия и возобновляемый их рециклинг эффективен при рекуперативных возможностях систем управления и контроля.

Анализ технических проблем в повышении эффективности штанговой насосной установки добывающего комплекса

Комплексы по добыче и транспортировке георесурсов обладают высоким показателем долговечности. Преобразование энергии и обеспечение комплексов высокими функциональными возможностями достигнуто оснащением машин силовыми гидроцилиндрами. Несмотря на высокий силовой потенциал, данный вид привода не соответствует современным потребностям энергоэффективных технологий преобразования, перераспределения и управления энергией [2, 3].

В связи с широким диапазоном применения станков-качалок в нефтедобывающей промышленности исследователи сконцентрировали научный интерес на повышении энергоэффективности балансирного привода штанговой насосной установки. Многообразие технических решений отражено во многих охраняемых документах. Большая часть технических достижений исследователей направлена на усложнение конструкции и решает только частные задачи – изменение производительности путем кратного изменения хода колонны штанг. Например, в изобретениях А.С. Латыпова, Б.А. Мырзахметова для этих целей предусмотрены мачта, имеющая степень свободы для отклонения от устья скважины, дополнительный канатный блок, патрубки с системой тяг, дополнительный

противовес, подвешенный свободно, и т. д. [4]. В трудах А.В. Молчанова, В. Лесниченко, А. Безубова, И. Горького наклон опоры реализуется тяговыми и силовыми гидроцилиндрами, применяется поддомкрачивание мачты. Во всех перечисленных конструкциях при регулировании производительности станка-качалки возникают проблемы в процессе их эксплуатации. Подобная структура привода неэффективна: канат талевой оснастки по всей рабочей длине испытывает максимальную нагрузку, что снижает срок службы привода; допустимый ход регулятора угла отклонения мачты ограничен стыковочными концами тяг; мачта с удлиненным элементом создает проблемы при ее транспортировке; замена рабочих канатов очень трудоемка. В конструкциях данного типа кратное увеличение длины хода плунжера насоса возможно только при распасовке талевой оснастки, или приходится мангазировать канаты на пропускном барабане. Стандартные методы увеличения длины хода плунжера насоса нецелесообразны, так как неизбежно приводят к увеличению габаритов и массы привода комплекса и как следствие повышают крутящий момент на валу рабочего редуктора. Также к недостаткам конструкции можно отнести необходимость в изменении стандартных элементов станка-качалки, что усложняет технологию их изготовления и снижает уровень взаимозаменяемости. Например, станок-качалка модельного ряда АРЖ-3648 (США) при длине хода 7,6 м имеет увеличение массы до 25,3 т. При данных характеристиках у станка-качалки с грузоподъемностью 248 кН момент на валу редуктора составляет 402 кНм [4].

Периодический режим эксплуатации станков-качалок на малодебитных скважинах вызывает действие максимальных значений моментов сил сопротивления в определенный интервал времени в период пуска. Этот короткий временной интервал является максимально аварийно опасным для сопряженных деталей станка-качалки. В данных условиях снижается ресурс штанговых насосов, как результат прогрессивного образования в них асфальтосмолистых парафинистых структур. Наличие смолистых структур в колонне препятствует прямолинейному ходу штока. При ходе штока вниз под действием сил вязкого трения, направленных против движения штанг, нагрузка на штанговую колонну может снижаться практически до нулевого значения (эффект «зависания штанг»). Рассогласование движения головки балансира и штанговой колонны обуславливает возникновение ударов и обрывов штанг. Указанные факторы эксплуатации приводят к резкому возрастанию циклических нагрузок на все элементы установки. Циклические ударные нагрузки приводят к большей асимметричности их распределения по всем элементам насосной установки.

Указанные факторы и агрессивная среда нефтяного флюида повышает интенсивность изнашивания сопряженных элементов. Возрастающий износ цилиндра штангового насоса увеличивает зазор в сопряжениях, что приводит к изменению прямолинейного движения штока, а в период приложения максималь-

ных сил и моментов формирует ударную силу. Значение приложенных моментов сил изменяется в зависимости от длины хода штока и, как следствие, приводит к локальному формированию растягивающих и сжимающих напряжений в сопряжениях скважинных штанговых насосов. По результатам анализа актов дефектации и ремонта скважинных штанговых насосов установлено, что максимальные значения износа наблюдаются в условно разделенных нижней части цилиндра и в пограничной (между средним поясом и верхней частью). Износ в нижней части цилиндра соответствует пройденному пути штока в момент его ускорения при подъеме жидкости и движении по направлению вверх. Износ между средним поясом и верхней частью цилиндра соответствует положению штока в период торможения в конце хода вверх и ускорения в начале хода вниз, т. е. в моменты времени, соответствующие закрытию всасывающего и открытию нагнетательного клапана штангового насоса.

Анализ характера изнашивания и мест его локализации позволил сделать вывод о том, что данные периоды эксплуатации «разгон–ускорение» и «торможение–замедление штока» происходят в короткий интервал времени при действии максимальных моментов сил изгиба и инерции. На этапе аналитических исследований сделано теоретическое предположение о том, что совокупность действия максимальных моментов (M_{\max}) сил на контактный участок площади нижней и верхней частей среднего пояса цилиндра приходится на момент ускорения и торможения штока. Ранее проведенные металлографические исследования [5] показали, что места образования микротрещин совпадают с зоной максимального изнашивания цилиндра.

Е.А. Демин, А.А. Дубов, В. Зханг, С. Конг [6] доказали, что образование микротрещин – следствие разрушения структурных связей в кристаллической решетке материала под действием сжимающих σ_u или растягивающих напряжений σ_r . При исследовании данных участков на концентрацию внутренних напряжений интегрированной методикой [7], принцип которой основан на использовании магнитоупругого эффекта и рассеяния магнитного потока в слабых магнитных полях, было установлено, что область локализации максимальной напряженности H_x (А/м) в металле соответствует участкам формирования износа цилиндра и образования трещин. Описанные особенности эксплуатации станков-качалок и моменты действующих сил формируют зоны концентрации внутренних напряжений не только в верхних слоях, но и в структуре материала. Значит, повысить эффективность работы скважинного штангового насоса возможно не только упрочнением контактной поверхности материала, но и эффективным перераспределением действующих сил на контактную поверхность. Снизить напряженное состояние по всей длине рабочей поверхности сопряжений возможно при условии, что известен интервал времени, в котором действуют максимальные моменты сил и их интенсивность формирования. При исследовании процесса образования напряжений в сопряжениях штанговой насосной

установки цикличность воздействия максимальных моментов сил прием равной диапозону циклов качания большинства станков-качалок за сутки. Такой короткий интервал времени поможет более точно исследовать факторы, влияющие на процесс усталостного изнашивания при заданных условиях эксплуатации. Интенсивность формирования амплитудных напряжений σ_a в штанговых глубинных насосах (ШГН), приводящих к усталостному износу, составляет от 7000 до 19000 циклов в сутки. Однако при эксплуатации новых штанговых насосных установок в соответствии с требованиями ГОСТ 31825-2012 «Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия» наблюдается обрыв головки штанги. Расчет приведенного напряжения $\sigma_{пр}$ в штанге (1), характеризующего цикл нагружения в верхней штанге каждой ступени колонны, показал, что данное равенство справедливо только для новых насосов.

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a}. \quad (1)$$

ГОСТ 31825-2012 не учитывает структурные изменения при изнашивании элементов конструкции штанговых насосных установок в процессе их эксплуатации. Важно учитывать не только максимальное напряжение σ_{\max} в теле штанги за цикл нагружения, но и амплитудное напряжение σ_a .

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2, \quad (2)$$

где σ_{\min} – минимальное напряжение в теле штанги, формируемое за цикл нагружения.

Практика показывает, что на ресурс работы штанговых насосных установок в большей мере влияет не значение действующих напряжений $\sigma_{пр}$, а то, с какой частотой и периодичностью они воздействуют. В реальных условиях эксплуатации штанговых насосных установок штанги с изношенной частью при возвратно-поступательном движении совершают колебательные действия, что существенно увеличивает частоту, интенсивность и периодичность формирования амплитудных напряжений σ_a (2), тяжело поддающиеся вероятностной оценке. Для снижения вероятности влияния неучтенных факторов при исследовании напряжений, концентрируемых в штанговых насосных установках с изношенными штоками, период интенсивности формирования амплитудных напряжений σ_a принят равным диапозону варьирования циклов качания станка-качалки за сутки.

Конструктивные особенности металлических штанг с приваренными и затем технологически высажеными головками создают локальные зоны концентрации напряжений в процессе длительной эксплуатации, что приводит к технологическим авариям. Следовательно, для повышения энергоэффективности станка-качалки необходимо разработать устройство, обеспечивающее точность позиционирования изношенных элементов штанговой насосной установки и перераспределения моментов действующих сил в соответствии с энергоемкостью такта. Попытки по снижению ударных нагрузок особых успехов не имеют. В добывающей практике применяют два основных способа: изменение передаточного отношения между

электродвигателем и ведущим валом редуктора; установка вариатора. Недостатки таких способов заключаются в невозможности автоматического регулирования производительности скважины, наличии шкивов разного диаметра, высокой энергоемкости процесса добычи на всем цикле работы насоса, необходимости в глушении скважины во избежание неконтролируемого выброса жидкости, недоборе нефти в период простоя, что ведет к незапланированным вынужденным затратам подземного ремонта и аренды агрегатов для глушения скважин [4].

На основании указанных технических и технологических недостатков станков-качалок первостепенная задача состоит в применении систем автоматического регулирования хода штанги для управления производительностью, а также ограничения и перераспределения динамических нагрузок. Решить данную задачу можно за счет использования технологического комплекса по перераспределению мощности и энергии качалки по ее элементам в зависимости от энергоемкости процесса, сохраняя соосность и проектную траекторию движения штока. Концепция реализации задач основана на использовании энергии сил и моментов собственных масс тяжеловесного рабочего оборудования с последующей ее рекуперацией. Под рекуперацией в статье понимается преобразование механической энергии головки балансира, передаваемой через гидравлическую часть электрогидроцилиндра в электрическую энергию, накопление ее в аккумуляторе и возврате в цепь для работы электрогидроцилиндра в режиме усилителя. Принципы управления мощностью станков-качалок при энергоемких тактах сконцентрированы на применении гибридных приводов. Перспектива развития мехатронных систем обусловлена возможностью проводить самодиагностику привода «станок-качалка» на удалении от технических пунктов.

Технологии добычи, транспортировки и переработки георесурсов требуют нового качественного подхода при проведении исследований и разработке эффективных методов и систем точного позиционирования и быстрого действия привода при сохранении высоких силовых и мощностных характеристик.

Сделано теоретическое предположение о том, что разработка и внедрение системы управления энергосберегающим приводом скважинного штангового насоса с разработкой энергоэффективного гибридного электроцилиндра рекуперативного действия повысит мощностной потенциал привода и ресурсную долговечность комплекса. На первом этапе исследований при модернизации прототипа силового привода необходимо обосновать критерии энергоэффективности. Научно-техническая проблема заключается в том, что при моделировании конструкции ее структурные элементы должны создавать замкнутый контур и прочные связи между двумя разнородными системными средами: электропривода и гидропривода. Особенность исследований заключается в том, что критерии энергоэффективной работы двух систем формируют принципиально разные технико-эксплуатационные показатели. Далее исследовалось влияние зависимости

конструкционных и технологических параметров гибридного привода на эксплуатационные характеристики добывающего комплекса [8, 9].

Основными критериями, определяющими эффективность работы гидропривода буровых установок и наземных приводов нефтедобывающих комплексов, являются его номинальная мощность, достаточная для преодоления сил сопротивления жидкости, перепады давления на гидроэлементах, пульсация потока рабочей жидкости, время гашения амплитуды колебаний, сила на штоках гидроцилиндра и его удельная энергоемкость. Действие динамических нагрузок, потери мощности на преодоление сил сопротивления собственных масс оборудования, нестабильность процессов в напорной магистрали гидросистемы, условия эксплуатации оказывают существенное влияние на энергоэффективность процесса добычи [9, 10]. Исследованиями установлено, что на энергоемкость станка-качалки и эффективность его гидропривода при добыче углеводородов в большей степени влияют технологические параметры, режимы нагружения и конструктивные особенности силовых гидроцилиндров, оптимизировать которые по ряду факторов очень сложно [10, 11]. Следовательно, для установления основных принципов перераспределения мощности по силовым элементам привода необходимо исследовать технико-эксплуатационные особенности насосного добывающего комплекса «станок-качалка».

Исследование технико-эксплуатационных особенностей насосного добывающего комплекса «станок-качалка»

Для эффективного управления процессом перераспределения мощности привода по нагруженным элементам станка-качалки разработана конструкция с многоэлементной структурой многофакторных сред рекуперации энергии в виде гибридного энергоэффективного электрогидроцилиндра. В конструкции имеется стержень с угловыми проточками шнекового типа, телами качения в сопряжениях, блок преобразования и модуль рекуперации энергии. Обоснованное размещение предложенной конструкции гибридного электроцилиндра и модернизация элементов насосного комплекса обеспечит эффективную систему управления энергосберегающим приводом скважинного штангового насоса.

По результатам экспериментальных исследований скважинного штангового насоса на мало- и среднедебитных скважинах месторождений Карачаганак, Кашагана, Тенгиза, Узень, и Карамандыбас республики Казахстан установлено, что на энергоемкость буровой и станков-качалок оказывает влияние перемещение собственных масс тяжеловесного оборудования. Работа насосных установок в циклическом неустойчивом режиме сопровождается высокими динамическими нагрузками в интервале времени Δt преодоления сил сопротивления подвижных элементов штанговых насосных установок [11, 12]. Период изменения нагрузки на приводе непостоянен во времени и зависит от интенсивности формирования амплитудных напряжений в элементах скважинного штангово-

го насоса. Степень эффективного распределения энергии и мощности, затраченной на преодоление сил сопротивления, напрямую зависят от равномерности перемещения подвижных частей в критических режимах (разгон–ускорение–торможение).

В настоящее время эффективность перемещения подвижных элементов в основном зависит от динамических, силовых и мощностных характеристик насосного комплекса и буровых установок, кинематики головки балансира, траверсы и конструктивных особенностей энергосберегающего привода [13]. При добыче георесурсов практика эксплуатации насосных установок сведена в основном к известным принципам использования кинетической энергии. Следовательно, стоит емкая научная задача в исследовании зависимостей между кинетической, потенциальной энергией и характеристиками приводов. Установление корреляционных коэффициентов позволит развить методологию управления кинетической и потенциальной энергией станков-качалок. Обоснованные теоретические положения обеспечат разработку эффективного механизма перераспределения сил тяжести [13, 14]. Предложенный энергосберегающий гибридный привод рекуперативного действия (рис. 1) позволяет не только управлять технологическими режимами, но и, изменяя кинематику устройства, эффективно перераспределять мощность в соответствии с энергоемкостью процесса.

В настоящее время при разработке энергосберегающего привода станций по добыче и переработке георесурсов у исследователей нет единой концепции в обеспечении возможности перераспределять силы гидравлического сопротивления, преобразовать силы тяжести собственных масс оборудования в полезную работу и аккумулировать энергию рабочей жидкости гидроривода [14, 15]. Обеспечить баланс энергоэффективного перераспределения мощности по элементам насосного комплекса предлагается уравновешиванием центра масс рабочего оборудования путем внедрения электрогидроцилиндра рекуперативного действия [16]. Разработанный гибридный электрогидроцилиндр – 17, установленный на насосном комплексе, управляет работой привода с учетом динамики действующих сил тяжести и момента в разных диапазонах углов наклона головки балансира – 7 и траверсы – 8. При изменении угловых координат головки балансира – 7 и траверсы – 8 в разные интервалы времени t_i изменяются и значения моментов сил сопротивления поднятию лифта вязкой жидкости насосом – 2.

Следовательно, в зависимости от энергоемкости работ в цикле можно рационально управлять расходом мощности привода и силовой установки качалки (рис. 1), избирательно обеспечивая (max–min) расход мощности только в максимальный момент нагрузок.

Исследованиями [17, 18] установлены периоды и положение рабочего оборудования «качалки», при которых требуются значительно меньшие усилия и мощность для совершения того же заданного объема работы.

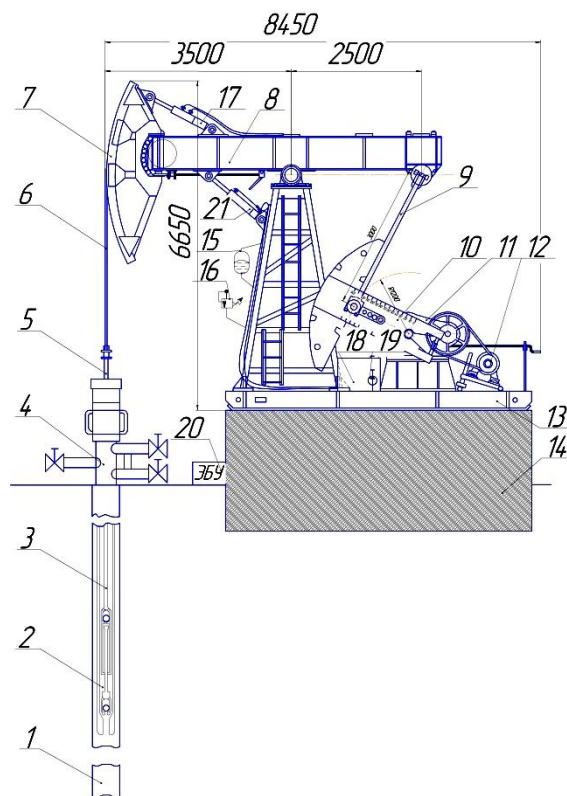


Рис. 1. Станок-качалка с системой энергоэффективного привода распределения мощности силовых агрегатов: 1 – колонна обсадная; 2 – насос-плунжер; 3 – штанги насосные возвратно-поступательного действия; 4 – запорная арматура скважины; 5 – шток полировочный; 6 – подвеска гибкая; 7 – головка балансира; 8 – балансир-траверса; 9 – шатун; 10 – кривошип; 11 – редуктор; 12 – электродвигатель; 13 – рама; 14 – фундамент; 15 – гидровакуумный аккумулятор; 16 – предохранительный клапан; 17 – электрогидроцилиндр; 18 – гидробак для рабочей жидкости; 19 – гидронасос; 20 – электронный блок управления (ЭБУ); 21 – нижний гидроцилиндр

Fig. 1. Pump jack with energy-efficient drive system for power distribution of power units: 1 – casing column; 2 – pump; 3 – sucker-rod; 4 – wellhead equipment; 5 – piston rod; 6 – cable hanger; 7 – mule-head hanger; 8 – horse head; 9 – rocker arm; 10 – yoke; 11 – reduction gear; 12 – electric motor; 13 – frame group; 14 – understructure; 15 – hydro vacuum battery; 16 – pop-off valve; 17 – electro hydro cylinder; 18 – hydraulic tank for actuating fluid; 19 – hydraulic pump; 20 – electronic control package (ECP); 21 – lower hydro cylinder

Как известно, силы вязкостного сопротивления пропорциональны скорости относительного движения жидкости и штанг, жидкости и НКТ и их максимальное значение наблюдается при максимальной скорости движения штанг и плунжера, т. е. ближе к середине хода. Однако, если условно разделить движение штока на три временных интервала (t_1 – разгон, момент отрыва штока от вязкостной пленки флюида, t_2 – установившееся движение штока и t_3 – замедление штока), наблюдаются изменения распределения

сил сопротивления. В период движения штока t_1 необходимо преодолевать силы вязкостного сопротивления покоящейся жидкости, имеющей высокую парафинистую плотность в условиях низких температур. В момент начала движения штока t_1 гигроскопичность и высокая вязкость парафинистой жидкости создают «обратный–всасывающий» эффект, преодоление которого происходит при нарастающей мощности привода. Однако скорость штока остается низкой. При дальнейшем движении шток, преодолевая силы вязкостного сопротивления, увеличивает скорость движения ближе к середине хода и достигает установленного движения t_2 . В период t_2 при относительно постоянной скорости штока мощность привода, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления, снижается. На длине максимального хода штока происходит его замедление, что соответствует режиму t_3 .

Описанный режим движения штока объясняет тот факт, что на динамограммах при откачке вязкой и парафинистой продукции максимум нагрузки смещается ближе к середине хода. Необходимо отметить, что данный факт справедлив для эксплуатации новых технически исправных скважных штанговых насосов. При интенсивном изнашивании штока его прямолинейное возвратно-поступательное движение нарушается за счет отклонения штока от оси сопряженной детали. В этом случае динамические нагрузки распределяются неравномерно, соответственно и режим работы привода также необходимо изменять адаптивно к амплитуде нагружения. Амплитудные нагрузки в начале хода могут быть связаны с тиксотропными свойствами добываемых жидкостей, приводящими к росту вязкости покоящейся жидкости. Установлено, что максимальная мощность требуется в интервале такта от начала подъема плунжера насоса – 2 до середины хода, когда возникают максимальные силы вязкостного сопротивления парафинистого столба нефтяного флюида в насосно-компрессорной трубе – 1. В этот момент электродвигатель – 12 и привод (редуктора – 11 и гидронасоса – 19) работают при максимальных нагрузочных режимах, выполняя силовые установки. В момент установившейся скорости движения нефтяного флюида в колонне – 1 при полностью открытом нагнетательном клапане требуются минимальные затраты мощности привода – 11, 19 и электродвигателя – 12. В момент опускания штанги – 3 насоса – 2 помогает сила тяжести собственных масс рабочего оборудования головка балансира – 7 и траверса – 8. В этот момент полезной мощности привода требуется незначительно, но только до момента закрытия нагнетательного клапана. Далее, при возврате оставшегося объема нефти в НКТ – 1, в конце третьего такта (t_3 – период торможения), возрастает влияние гидравлического сопротивления вязко парафинистого столба и тиксотропных свойств жидкости. При стремлении штанги – 3 протолкнуть его через узкие диаметры отверстий нагнетательного клапана резко возрастает напряжение и давление, приводящие к усталостному разрушению штанг – 3. Данный такт цикла сопровождается резким увеличением мощности, затрачиваемой на

преодоление сил сопротивления и выполнение полезной работы. В этот момент важно не столько снизить мощность привода – 11, 19 и электродвигателя – 12, а перераспределить мощность по временным интервалам t_i , соответствующим нарастанию max сопротивления.

Таким образом, электрогидроцилиндр – 17 позволяет обеспечить гибкое управление мощностным балансом и перераспределением мощности по элементам станка качалки – 11, 12, 17, 19, 21 с учетом энергоемкости процесса. Кратность хода штока – 5 насоса – 2 по средствам электрогидроцилиндра и ЭБУ – 20 будет регулироваться автоматически в зависимости от дебита скважины, угла наклона траверсы – 8, моментов сил инерции и скорости хода штока – 5 ШГН – 2.

Принцип эксплуатации энергоэффективного привода глубинного штангового насосного комплекса (рис. 1) заключается в перераспределении мощности электродвигателя – 12 и привода – 11, 19 в соответствии с энергоемкостью такта добычи. В момент включения силового привода электродвигателя – 12 приводная часть траверсы – 8 начинает перемещаться вниз, а левое плечо, на котором путем зубчатого зацепления расположена подвижная головка балансира – 7 и траверса – 8, перемещается в верхнем направлении.

Вследствие этого зачальный конец каната – 6, перемещаясь вверх, приводит в действие направляющую штангу – 3 насоса – 2, обеспечивая движение штока – 5 и плунжера, открывая магистральный клапан. С целью регулирования производительности станка-качалки гибридным электрогидроцилиндром – 17, закрепленным на балансир-траверса – 8, обеспечивается изменение двойного хода штанги – 3 путем радиусного поворота головки балансира – 7 и балансир-траверса – 8 на заданный угол наклона проектной оси головки балансира – 7. При возникновении критического напряжения на штанге – 3 насоса – 2 при прокачке высоковязкого нефтяного флюида датчик крутящего момента, установленный на оси головки балансира – 7, считывает крутящий момент и передает сигнал на ЭБУ – 20. Идентифицируя сигнал, ЭБУ – 20 интерпретирует его и передает управляющее воздействие на гибридный электрогидроцилиндр – 17. Последний исполняет команду ЭБУ – 20 за счет электромагнитного контура, который, в свою очередь, замедляет движение головки балансира – 7 или передает сигнал на контроллер ЭБУ – 20 и останавливает насос-качалку. Таким образом предотвращается заклинивание штока – 5 плунжера и его усталостный износ.

Перераспределение мощности силовой установки электродвигателя – 12 реализуется верхним гибридным электрогидроцилиндром – 17 и нижним гидроцилиндром – 21. В момент возрастания сопротивления при движении сопряженных деталей ШГН – 2 при высоковязких компонентах нефти для выполнения того же объема работ требуется большая мощность электродвигателя – 12.

Датчик момента подает сигнал на блок управления – 20 и гибридный электрогидроцилиндр – 17, который начинает работать как усилитель и создает до-

полнительную силу для поднятия штока – 5 и поворачивает на дополнительный угол наклона головку балансира – 7. Такое действие дополнительных сил электрогидроцилиндра – 17 разгружает электродвигатель – 12 привода – 11, 19, экономя энергию. При установившихся стабильных режимах работы насоса-качалки не требуется работы электродвигателя – 12 на полной мощности и блок логики ЭБУ – 20 автоматически снижает обороты силовой установки электродвигателя – 12. Насосный комплекс переключается на энергосберегающий режим. Данный режим обеспечивается работой гибридного электрогидроцилиндра – 17 и гидроцилиндра – 21, расположенных с обеих сторон мачты. Гибридный электрогидравлический цилиндр – 17 и гидроцилиндр – 21 работают параллельно, обеспечивая синхронное перемещение головки балансира – 7 и траверсы – 8 с учетом изменения сил сопротивления и тягового момента на штанге – 3 насоса – 2, автоматически перераспределяя мощность электродвигателя – 12 по тяговым элементам конструкции. Редуктор – 11, электродвигатель – 12, электрогидравлический цилиндр – 17 и гидронасос работают в энергоэффективном режиме. В момент запуска насоса – 2 при резком ускорении штанги – 3 и сопряженных деталей ШГН – 2 гибридный электрогидравлический цилиндр – 17 за счет электромеханической части перераспределяет рабочий момент сил по элементам траверсы – 8 и подвижной головки балансира – 7. Гидравлическая часть электрогидроцилиндра – 17 создает дополнительную толкающую и тянущую силы (ГОСТ 18464-96 межгосударственный стандарт «Гидроприводы объемные гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытания»), помогая преодолевать сопротивления силы трения вязкой среды. Эта же система гибридного привода путем перераспределения гидравлической жидкости и крутящих моментов позволяет эффективно использовать соб-

ственную массу рабочего оборудования – 7, 8 станка-качалки. Перемещаясь вниз, головка балансира – 7 и траверса – 8 своей массой и силой инерции обеспечивают обратный ход штока гидроцилиндра – 21, перемещая гидравлическую жидкость в гидрораспределитель, или гидровакуумный аккумулятор – 15, в котором срабатывает диафрагма и под высоким давлением происходит аккумуляция жидкости. При возврате в исходное верхнее положение головки балансира – 7 и траверсы – 8, гидронасос – 19 и силовая установка в виде электродвигателя – 12 соответственно работают на средних режимах. Номинальные значения давления, мощности и тягового момента траверсы – 8, необходимые для стабильного завершения полезной работы, обеспечиваются путем их компенсации за счет срабатывания гидровакуумного аккумулятора – 15 и электрогидроцилиндра – 17, который работает как усилитель. Предложенная конструктивно-технологическая схема (рис. 1) эксплуатации станка-качалки на малодебитных скважинах существенно повышает ее производительность, ресурсную долговечность и снижает энергоемкость процесса добычи углеводородов.

Разработка, проектирование и исследование эффективности гибридного электрогидроцилиндра рекуперативного действия

Разработанное устройство (рис. 2) предназначено для преобразования энергии и аккумуляции ее в конструкции гидрофицированных и гибридных машин, а также для эффективного управления траекторией движения каждого элемента рабочего оборудования станка-качалки. Конструкция эффективна в условиях значительных динамических нагрузок при подъеме нефтяного флюида с насыщенными асфальтосмолистыми парафинистыми отложениями (АСПО) при низких температурах парафинизации.

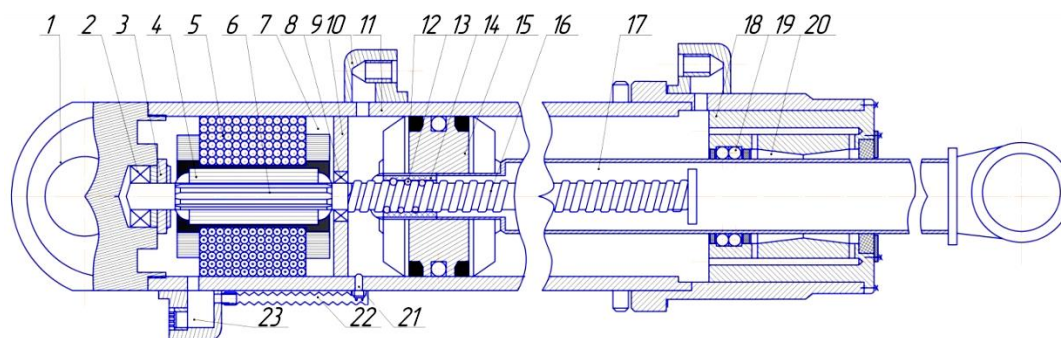


Рис. 2. Электрогидроцилиндр рекуперативного действия [16]: 1 – посадочное отверстие для пальца; 2 – подшипник качения; 3 – датчик скорости и крутящего момента (совмещенный); 4 – ротор; 5 – статор; 6 – шлицы вала; 7 – камера рекуператора; 8 – промежуточный подшипник; 9 – разделительная перегородка; 10 – впускной штуцер прямого хода; 11 – гильза (цилиндр); 12 – кольцо уплотнительное; 13 – опорные шарики; 14 – шариковая гайка; 15 – поршень; 16 – винтовой стержень; 17 – шток цилиндра; 18 – втулка направляющая; 19 – направляющая качения; 20 – каналы конфузورные и диффузорные; 21 – датчик давления в поршневой полости; 22 – гофрированный пыльник; 23 – разъем для подключения к источнику питания [16]

Fig. 2. Electro hydro cylinder of recuperative drive [16]: 1 – mounting bore for a finger; 2 – antifriction bearing; 3 – speed and rotational moment transducer (to be joint); 4 – rotor; 5 – stator; 6 – shaft spline; 7 – recuperator compartment; 8 – intermediate bearing; 9 – partition wall; 10 – inlet connection of forward stroke; 11 – sleeve (cylinder); 12 – gasket ring; 13 – holdout balls; 14 – ball nut; 15 – plunger; 16 – screw-shaped rod; 17 – cylinder rod; 18 – fairlead bush; 19 – slideway bearing; 20 – converging and diffuser ducts; 21 – pressure sensitive element in the piston side; 22 – corrugate dust guard; 23 – connector for hooking up to a power source [16]

При добыче углеводородного сырья с высокой парафинизацией за счет тиксотропных свойств жидкости в сопряжениях ШГН – 2 скважины (рис. 1) формируются силы сопротивления нефти, которые передаются на рабочий орган и элементы наземного оборудования – 8–10 качалок. В период подъема нефтяного флюида на элементы привода – 11, 12, 19 насосного комплекса – 2 воздействуют силы динамических колебаний. Наибольшая концентрация динамических нагрузок приходится на приводные части насоса – электрогидроцилиндр – 17 и гидроцилиндр – 21. При давлении от 28 до 32 МПа жидкость под действием динамических сил, распределенных по контактной площади поршня – 12 по входному штуцеру прямого хода – 10, приводит в движение механизм, обеспечивая поступательное перемещение (рис. 2) [19]. Одновременно шариковая гайка – 14, находясь в постоянном зацеплении с винтовой контактной поверхностью, под влиянием крутящего момента M_k , придает вращение стержню – 16, далее в рекуперативной системе – 7 создается электромагнитное поле. Ротор – 4 рекуператора передает вращательное движение стержню – 16 и через шариковую муфту вращательное движение ротора преобразуется в возвратно-поступательное поршня – 12, который, перемещаясь поступательно, через шток – 17 передает толкающую или тяговую силу на рабочий орган – головку балансера.

За счет применения направляющей втулки – 18 с телами качения – 19 тангенциальные силы и моменты равномерно перераспределяются и тем самым уменьшают влияние сил трения в парах сопряжения – 17, 19. Предложенные технологические каналы – 20 конфузорного и диффузорного типа дифференцированно создают гидравлическое давление по конусному сечению и обеспечивают центрирующую силу для проектно-осевого перемещения рабочего штока [16]. При интенсивном изнашивании поверхности штока – 17 в сопряжении «шток – направляющая качения» гидравлическая жидкость по каналам перемещается в конфузорно-диффузорные каналы – 20. В полости под действием закона Бернулли давление жидкости распределяется неравномерно по конусному объему, обеспечивая центрирование изношенного штока. Этот эффект обеспечивает соблюдение первоначальных технических требований к прочностным и эксплуатационным параметрам электрогидроцилиндра рекуперативного действия, повышая ресурсную долговечность силового агрегата при неизбежном эксплуатационном изнашивании сопряжений. В момент действия динамических нагрузок и сил тяжести собственных масс оборудования насоса-качалки в поршневом пространстве дифференцировано изменяются объем V_i и необходимое для работы давление P_i [19]. Встроенный датчик давления измеряет разницу давления ΔP_i и передает сигнал на логический контроллер – 20 (рис. 1). Синхронно шариковая гайка – 14 по спиралевидным технологическим каналам преобразует поступательное движение поршня – 12 во вращательное движение винтового стержня – 16. Вращаясь, стержень передает приобретенный потенциал энергии ротору – 4 статора – 5 электроусилителя. В системе

модуля накопления и преобразования энергии – 7 электродвижущая сила зависит от давления жидкости ΔP , действующего на поршень – 12. На данном этапе в работу вступает датчик скорости и крутящего момента – 3. Через блок логики идентификационный сигнал на модуль электроусилителя передается как корректировочный. При этом угловая скорость ротора – 4 достаточная для возврата поршня – 12 в первоначальное положение. Пространственное положение балансера и траверсы насоса-качалки в этот момент соответствует оптимальным координатам позиционирования на энергонапряженных тактах технологического цикла. Предложенный принцип обеспечивает перераспределение мощности по наиболее энергоемким операциям с учетом действующих сил непостоянных динамических процессов оборудования «насос-качалка». Такой подход позволяет максимально эффективно использовать силы и моменты тяжести собственных масс при разных углах наклона. Таким образом, частично решена научно-техническая проблема перераспределения мощности по энергоемким операциям и использование потенциальной энергии тяжелых элементов нефтедобывающего комплекса.

При перемещении головки балансера – 7 и траверсы – 8 станка-качалки вниз (рис. 1) возрастает действие нагрузки от сил тяжести масс оборудования и давления системы. Действие динамических нагрузок непостоянно во времени такта, и поршень – 15 перемещается вниз (рис. 2) с колебательными амплитудами. Далее поршень – 15 посредством спиралевидного стержня и ротора – 4 передает мощность рабочей жидкости системе рекуперации. Таким образом, при возрастании сил сопротивления в механизмах насосного комплекса предложенный модуль электросистемы работает по принципу генератора. А в максимально напряженных тактах накопленная энергия распределяется по исполнительным механизмам, обеспечивая дополнительные силы и тяговые моменты, исключая необходимость получения высоких значений давления системы. В результате кинетическая энергия механической и гидравлической среды преобразуется в электрическую и аккумулируется [16–19]. В предложенной концепции управления гибридным приводом четко структурирован механизм проектного позиционирования рабочих звеньев – 7, 8 насосного комплекса в оптимальном энергоэффективном положении координат. При подъеме столба нефтяного флюида, насыщенного парафинистой нефтью, в штанговом насосе – 2 в сопряжениях прецизионных деталей из-за асфальтосмолистых и парафинистых отложений возрастают силы, препятствующие движению, что приводит к резкому возрастанию давления в поршневой полости.

Эксплуатация гибридного привода позволяет перераспределять мощность установки станка-качалки, а компенсационный эффект рекуперативной системы – 7 снижает потребление энергии. В этом технологическом цикле система выполняет функции электроусилителя [20]. Перераспределяя накопленную энергию по временным интервалам, электроусили-

тель формирует дополнительную силу и создает дополнительный крутящий момент, преодолевающий силы сопротивления, на стержне – 16. При действии возрастающих сил сопротивления от парафинистосмолистых отложений дополнительно подключается к работе системы гидровакуумный аккумулятор – 15. Действующее давление жидкости из мембранной полости дополняет суммарное давление действующего контура, тем самым разгружая электродвигатель – 12, редуктор – 11 и гидронасос – 19 (рис. 1).

Разработанное гибридное устройство (рис. 2) решает научную проблему обоснования критериев эффективности работы добывающего комплекса при сложной структуре гибридного привода. И решена техническая проблема обеспечения высокой энергоэффективности гибридного привода наземного нефтедобывающего насосного комплекса за счет перераспределения мощности привода по энергоемким операциям. Предложенный электрогидроцилиндр рекуперативного действия представлен в виде сложной по структуре системы, воспринимающей силовые нагрузки, поэтому произведен силовой расчет основных элементных систем [19].

Как показывают результаты исследования, основные силы сопротивления возникают при включении в технологический процесс добычи гидроцилиндров балансирующего и траверсного оборудования, при этом перепад давления на входе $P_{вх}$ и выходе $P_{вых}$ составляет $\Delta P=4,5...5,7$ МПа в зависимости от режима работы [18]. В гидроприводах силовые машины – гидродвигатели – имеют самый значительный коэффициент потери давления $\psi=0,25...0,26$. Давление в гидросистеме предложенной насосной установки при функционировании рабочего оборудования составляет $P=15$ МПа. Мощность привода добывающего комплекса, затрачиваемая на выполнение полного цикла работ при добыче нефти, составит $N_p=76$ кВт. Время исполнения полного хода гидроцилиндров с учетом загруженности и преодоления сил сопротивления парафинистых отложений в магистральных сопряжениях ШГН формирует производительность добывающих комплексов малодебитных скважин. В технических условиях ГОСТ 31825-2012 интервал эффективной работы принимается равным общему времени цикла (с). Время цикла формируется суммой времени работы в ручном и автоматическом цикле. В состав расчета общего времени цикла станка-качалки входит время смены инструмента и интервал между сменами. Такой подход, как правило, применим для расчета производительности, КПД и выбора количества необходимого оборудования станков-качалок. Но для исследования процессов усталостного износа, происходящих в структурных элементах насоса, данный цикл слишком длителен во времени. Поэтому для последующих расчетов усталостных напряжений, формируемых в сопряжениях насоса, необходимо знать цикличность срабатывания каждого подвижного элемента в отдельности (шток, штанга и плунжер). Определение времени цикла «станок-качалка» $T_{ц}$ осуществлялось с учетом множества факторов, воздействующих в реальных условиях эксплуатации (вязкость и плотность нефти, глубина спуска

насоса, максимальная нагрузка на штоке, тип привода, система управления и т. д.). В зависимости от перечисленных факторов и кинематики станка-качалки время цикла варьируется от 21...24 с. По результатам расчета общее время цикла большинства применяемых станков-качалок $T_{ц}$ при опускании штанги на полную глубину скважины составило 22,37 с.

Появление дополнительных возможностей увеличения полезных сил в гидроцилиндре повысит скорость полного хода. Также данное устройство компенсирует действие собственной массы балансирующей головки и траверсы при опускании или подъеме оборудования, что существенно снижает напряжение в стенках цилиндра (3)

$$\sigma = P_{\max} \frac{Db_k}{D_H Db_k}, \quad (3)$$

где P_{\max} – максимальное давление в гидроцилиндре траверсы балансира; Db_k – внутренний диаметр гидроцилиндра; D_H – наружный диаметр гидроцилиндра, $\sigma=87,5$ МПа [19].

Запас прочности с учетом предела текучести материала штока, изготовленного из стали 30ХГСА, составит $n=9,7$. Определим область локализации усталостного износа в элементах насоса-качалки (4).

Формируемые внутренние напряжения изгиба (4) в штоке с применением электрогидроцилиндра [19]:

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{f \varphi}, \quad (4)$$

где $f = \frac{\pi d_{ш}^2}{4}$ – площадь сечения штока, см²; φ – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения. Внутреннее напряжение σ в основном сечении штока электрогидроцилиндра снизилось до 46,4 МПа.

Внедрение разработанного электрогидроцилиндра и его кинематически обоснованное размещение на рабочем оборудовании насосного добывающего комплекса на 17,4 % снижает необходимость выработки давления гидронасоса $\Delta P=2,58$ от стандартного. Для перемещения поршня гидроцилиндра при выполнении заданного объема работ требуется значительно меньшее давление гидронасоса, т. е. $P_H=12,4$ МПа. Значит, во всем цикле эксплуатации добывающих комплексов электрогидроцилиндр обеспечивает эффективное действие станка-качалки. Компенсационное распределение сил позволит снизить напряжения σ в стенках цилиндра, потребляемую мощность редуктора – 11 (5) и обеспечить экономию мощности (6) в силовой установке – 12 (рис. 1) за счет синхронной работы гибридной системы.

$$N_p^{\text{эф}} = \frac{(P_H Q_H) - (M_p n_{цс})}{45 \eta_p \eta_{нм}}, \quad (5)$$

где P_H – номинальное давление гидронасоса, МПа; Q_H – максимальная подача насоса, Мпа; M_p – момент ротора при рабочей частоте вращения, Н·м; $n_{цс}$ – частота вращения центрального стержня цилиндра, об/мин; $\eta_{нм}$ – КПД, характеризующий механические потери; $\eta_{рп}$ – КПД электрорекуператора усилителя.

Используя предложенное равенство, установлено, что общая эффективная мощность гибридного привода составит $N_p^{эф} = 89,2$ кВт, резервная мощность, вырабатываемая рекуператором электроусилителем, составляет $\Delta N_{гн} = 13,1$ кВт. Следовательно, при технической возможности снижения затрат мощности привода и появления накопительной мощности $N_{гн} = 13,1$ кВт в системе рекуперации исключается необходимость в использовании силовой установки на максимальной мощности, что позволяет изменить режимы работы силового агрегата с меньшими мощностными затратами. Значит, мощность двигателя $N_{ев}$, кВт, требуемую для эффективной работы добывающего комплекса, определим:

$$N_{ев} = \frac{N_{G_{max}} + N_{B_{max}}}{\zeta_{гн}}, \quad (6)$$

где $\zeta_{гн}$ – КПД глубинного насоса; $N_{G_{max}}$ – мощность, расходуемая на преодоление гидравлического сопротивления потока асфальтосмолистой нефти, кВт; $N_{B_{max}}$ – мощность, расходуемая на преодоление воздушного сопротивления, кВт.

Энергетический потенциал штангового насоса, достаточный для преодоления действующих сил сопротивления турбулентного потока асфальтосмолистой нефти, выразим через требуемую мощность $N_{G_{max}}$, кВт (7) [19]:

$$N_{G_{max}} = \frac{G_{р.об} \cdot f_{гн} \cdot v_{max}}{3,6}, \quad (7)$$

где $G_{р.об}$ – вес рабочего оборудования с нагрузкой всасывающей магистрали скважины, Н; $f_{гн}$ – коэффициент гидравлического сопротивления потока рабочей жидкости гибридного цилиндра; v_{max} – максимальная скорость движения поршня, м/с [19].

Одной из важных функциональных задач гибридного гидроэлектроцилиндра является распределение мощности в соответствии с энергоемкостью процесса (8). Его энергоемкость будет зависеть от множества вероятностных факторов, один из которых изменение массы рабочего оборудования $G_{р.об}$ и скорости движения поршня v_{max} привода ШГН. Таким образом, принцип изменения затраченной мощности $N_{G_{max}}$ можем исследовать методом дифференцирования $N_{G_{max}}$ по $G_{р.об}$ и v_{max} (8).

$$\begin{aligned} \left(N_{G_{max}} \right)_{G_{р.об}}' &= \frac{f_{гн} \cdot v_{max}}{3,6}, \\ \left(N_{G_{max}} \right)_{v_{max}}' &= \frac{G_{р.об} \cdot f_{гн}}{3,6}. \end{aligned} \quad (8)$$

При эксплуатации насосного комплекса важной составляющей является определение мощности воздушного сопротивления площади рабочего оборудования $N_{B_{max}}$, кВт, станка-качалки, которую определяем из равенства:

$$N_{B_{max}} = \frac{W_B \cdot v_{max}^3}{46800},$$

где W_B – коэффициент аэродинамического воздействия сил на единицу площади (фактор обтекаемости оборудования), $H \cdot c^2/m^2$,

$$W_B = k_B \cdot F,$$

где k_B – коэффициент сопротивления воздуха, $H \cdot c^2/m^4$; $k_B = 0,5 \dots 0,7$; F – площадь бокового сопротивления рабочего оборудования, m^2 .

В классической схеме привода мощность силовой установки, необходимая для выполнения заданного объема работы станком-качалкой, составляет $N_{ев} = 102$ кВт [19]. Таким образом, реализуя системный подход в исследовании энергоэффективности добывающего комплекса, получено равенство, наиболее полно описывающее необходимую эффективную мощность привода (9). Требуемая мощность двигателя для работы комплекса с предложенным энергоэффективным электрогидроцилиндром и гибридным приводом:

$$N^{э.эф.}_{ев} = \frac{N_{G_{max}} + N_{B_{max}}}{\zeta_{гн}} - \frac{M_{max} \cdot n}{\eta_{двс}}, \quad (9)$$

где M_{max} – максимальный момент двигателя, Н·м; n – частота вращения вала, об/мин; $\eta_{двс}$ – КПД двигателя [19].

С применением гибридного цилиндра эффективного действия мощность двигателя, затраченная на выполнение заданного объема работ, составляет $N_{ев}^{э.эф.} = 73,7$ кВт.

Применение в эксплуатации электрогидроцилиндра стабилизирует разнонаправленные моменты рабочего оборудования насосного добывающего комплекса. Синхронизируя работу гидравлической системы электрогидроцилиндра и его электродвигателя, минимизируем влияние сил F_j инерции и инерционного момента M_j оборудования (10) [19].

$$M_j = J_z \frac{d\omega_z}{dt} = m_a p_z^2 \varepsilon_z, \quad (10)$$

где $J_{р.о.z}$ – момент инерции масс рабочего оборудования насоса-качалки относительно оси z ; ω_z – его угловая скорость; p_z – радиус инерции относительно той же оси; $\frac{d\omega_z}{dt} = \varepsilon_z$ – угловое ускорение [19].

Любое отклонение рабочего оборудования от проектного позиционирования повышает нагрузку на рабочую жидкость и приводит к росту потерь мощности. Действие дополнительной силы $F_{доп}$ определим равенством (11):

$$F_{доп} = \sum_{i=1}^{2n} F_{ш.z}^{гн} \cdot f_{доп}, \quad (11)$$

где $F_{ш.z}^{гн}$ – вертикальная сила, действующая на шток гидроцилиндра; $f_{доп} = k_y \delta^2 / R$ – дополнительный коэффициент сопротивления качения рабочего оборудования; k_y – коэффициент увода оборудования от истинных координат; δ – угол отклонения оборудования; R – реакция сил [19].

Падение мощности происходит как следствие преодоления дополнительного момента M_d сопротивления, образованного от измененного проектного плеча балансира и равного стабилизирующему моменту $M_{ст}$ (12) [19].

$$M_{ст} R l_k / 6, \quad (12)$$

где R_y – реакция сил рабочего оборудования; l_k – длина плеча приложенной силы k элемента рабочего оборудования.

Далее обоснуем параметры электрогидроцилиндра, обеспечивающие снижение вынужденных колебаний подвижных звеньев насоса-качалки [19, 20]. Комплекс показателей формируют качественные критерии эффективности системы при гармонических колебаниях. Как один из критериев рассмотрим время угасания $t_{усп}$, амплитуду колебаний, выраженные равенством (13):

$$t_{усп} = \frac{1}{\beta_a \cdot \omega_0} \ln \frac{1}{\lambda(1 - \beta_a)}, \quad (13)$$

где β_a – коэффициент затухания колебаний; $\omega_0 = \sqrt{c_T/m}$ – собственная частота затухающих колебаний в гидроцилиндре; λ – коэффициент точности установки рабочего оборудования в положении равновесия; c_T – коэффициент сопротивления.

Когда поршень начинает колебания от действующей нагрузки центра масс или непреодолимого препятствия (гидроцилиндр ковша), происходит изменение давления жидкости в поршневой полости, которое фиксируется датчиком – 21 (рис. 2), в этот момент ЭДС начинает вращать винтовую стержень, что блокирует движение поршня вниз и включает в работу электроусилитель. При этом вертикальная сила $F_{ш.з}^{тн} = m_{раб.об} \cdot j_{раб.об}$ компенсируется силой сопротивления электроусилителя. При отключении тока с обмотки электроусилителя поршень прекращает компенсационное движение, что соответствует стабилизации моментов рабочего оборудования и предложенного электрогидроцилиндра. Сигналом для подачи тока на обмотку электромагнита служит ускорение поршня гидроцилиндра, равное 4 м/с^2 . Далее определяется коэффициент интенсивности $K_{инт}$ колебаний центра масс рабочего оборудования станка-качалки и условия перехода от устойчивого перемещения каждого элемента (балансир, траверса, кривошип и т. д.) к неустойчивому, формула (14):

$$K_{инт} = \frac{18}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2}} \cdot \sigma_0, \quad (14)$$

где σ_0 – среднеквадратичное значение вертикального виброускорения; $\omega_n = 62,8 \text{ с}^{-1}$ – частота приведения; ω – частота колебания.

В предложенной системной конструкции электрогидроцилиндра сформировано два контура, создающих синергетические силы. Сложность системы дает основания предположить, что в частной характеристике передаточной функции $W(S)$ существует неустойчивое звено.

Прежде чем создать устойчивую систему, разомкнем обратные связи, а параметры частотных показателей опишем логарифмической функцией $W_1(j\omega)$, $W_2(j\omega)$.

В результате получаем один отрицательный переход: $-1+0 = -1$. Преобразование Лапласа представлено символом S [20].

Далее математически опишем модель изменения частоты и фазовой амплитуды колебаний от факторов, формула (15).

$$W_k(S) = \arctg \left[\frac{W_1(j\omega)}{1 + W_1(j\omega)W_2(j\omega)} \right]. \quad (15)$$

По результатам расчета для определения логарифмических амплитудных и фазовых частотных характеристик строим номограмму замыкания по предложенным принципам построения Никольса.

Выполнив ряд преобразований и воспользовавшись формулой Эйлера, получим выражение, которое раскладываем на действительную и мнимую части. Амплитудно-фазовая частотная характеристика (зависимость амплитуды $A_{\Delta p}$ от изменения давления p в поршневой полости) при вертикальном воздействии масс тяжести рабочего оборудования представлена на рис. 3.

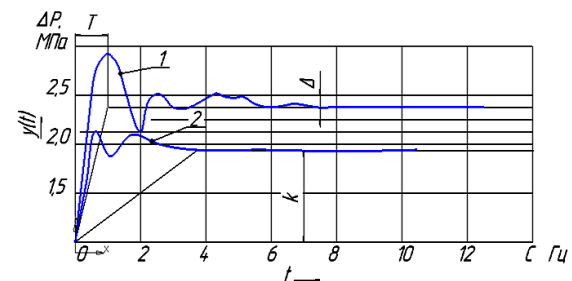


Рис. 3. Переходные процессы при вертикальном возмущении масс рабочего оборудования качалки малодебитных скважин. График компенсации сил тяжести масс рабочего оборудования при использовании: 1 – классического гидроцилиндра; 2 – электрогидроцилиндра

Fig. 3. Transients in the vertical perturbation of the mass of the working equipment pumping unit of low-debit well. The graph of working equipment gravity compensation using: 1 – classic hydraulic cylinder; 2 – electro hydro cylinder

Из рис. 3 видно, что в данном случае наблюдается несколько контуров колебаний при разных соответствующих частотах от 0,5 до 10 Гц. Непостоянные процессы переходных режимов ускорения и установившегося движения при направленном возмущении масс рабочего оборудования станка-качалки малодебитных скважин изображены на рис. 3. Как видим, при классической схеме гидроцилиндра наблюдается длительный процесс наступления стабилизирующего момента $M_{ст}$. При использовании насосного комплекса с предложенной конструкцией электрогидроцилиндра процесс срабатывания устройства происходит гораздо быстрее и работа стабилизирующего усилителя значительно эффективнее.

Следовательно, по данным критериям можно обосновать оптимальные параметры электрогидроцилиндра, влияющие на точное позиционирование рабочего оборудования качалки малодебитных скважин, приводящее в действие ШГН.

Модуль разработанной электромеханической системы управления динамикой рабочего оборудования добывающего комплекса должен сочетать функции следящего привода и системы адаптации к динамическим нагрузкам [21–23]. Результаты исследований энергоэффективности электрогидроцилиндра позволили построить номограмму определения эффективной площади, характеризующую энергоёмкость работы, выполняемой электрогидродвигателем.

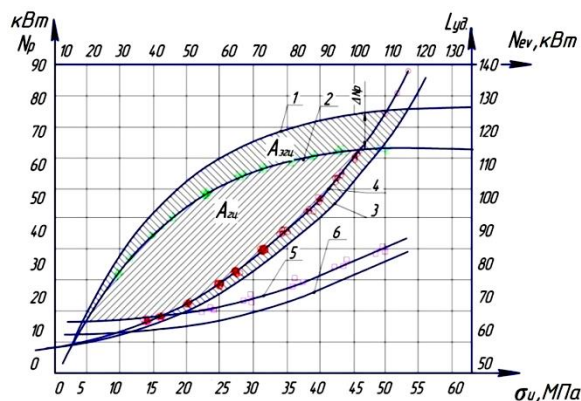


Рис. 4. Номограмма для определения эффективной области работы электрогидроцилиндра эффективного действия $A_{эфф}$ в зависимости от расходуемой мощности N_p и $N_{ев}$. Графики: 1 – изменения мощности привода при работе гидроцилиндра; 2 – изменения мощности привода при работе электрогидроцилиндра; 3 – выполнения работы гидроцилиндром; 4 – выполнения работы электрогидроцилиндром; 5 – изменения напряжений изгиба в электрогидроцилиндре; 6 – изменения напряжений изгиба в гидроцилиндре

Fig. 4. Nomogram for determining the operating window of the electro hydro cylinder effective action A_{eff} depending on the consumed power N_p and N_{ev} . Graph of: 1 – changes in drive power at hydraulic cylinder operation; 2 – changes in drive power at electro hydraulic cylinder operation; 3 – the hydraulic cylinder performance; 4 – electro hydraulic cylinder performance; 5 – bending stress changes in an electro hydraulic cylinder; 6 – bending stress changes in an hydraulic cylinder

Из рис. 4 видно, как изменяется мощностная характеристика привода насоса добывающего комплекса и силовой установки приводного двигателя в сравнении с применением электро- и гидроцилиндров. Из анализа кривых 1 и 2 установлено, что для выполнения заданного объема работ $A_{уд}=100$ кДж при эксплуатации гидроцилиндра требуется выработать и затратить мощность гидропривода $N_{гр}=76$ кВт.

Для достижения данных значений параметров гидропривода потребуется затратить мощность двигателя $N_{ев}=127$ кВт. При этом под действием нагрузок и дополнительных сил сопротивления, как показывает номограмма, внутреннее напряжение в сечении цилиндра и магистральных линиях ШГН возрастает до $\sigma=55$ МПа. При эксплуатации добывающего комплекса с электрогидроцилиндром эффективного действия обеспечивается перераспределение мощности

по наиболее напряженным элементам насоса. В этом случае затраты мощности для того же объема работ значительно меньше: $N_{гр}=60$ кВт; $N_{ев}=112$ кВт. Значение и воздействие напряжения изгиба в электрогидроцилиндре и стенках обсадной трубы глубинного штангового насоса снижается до $\sigma=40$ МПа. Пересечение графиков (рис. 4) образует площадь, описывающую общую работу штанговой насосной установки «станок-качалка» при энергоёмком процессе всасывания нефтяного флюида с высоким парафинистым концентратом вязких смолистых отложений в магистральных скважины.

Изменяющиеся значения зависимости $A_{гц}$ описывают область работы, которую выполняет стандартный гидроцилиндр, а значения площади $A_{эгц}$ характеризуют затраты мощности, приходящиеся на электрогидроцилиндр эффективного действия. Разница пересечаемых площадей описывает компенсационные значения полезной работы, которую обеспечивает предложенная конструкция за счет рекуперации, преобразования и перераспределения энергии в соответствии с энергоёмкостью процесса, что повышает эффективность насосного комплекса при добыче углеводородов на 23 %. Полученные результаты исследований не противоречат известным положениям теорий изнашивания механизмов машин в зазоре пары трения [24, 25]. Представленные новые зависимости согласуются с закономерностями трения при комбинации скольжения и верчения, установленными В.Ф. Журавлевым [25].

Заключение

1. Установлено, что при добыче высоковязкой парафинистой нефти рабочее оборудование станка-качалки потребляет мощность N на 23 % выше требуемой на выполнение данного объема работ в течение всего цикла. Большая часть энергии станка-качалки (около 60 %) затрачивается на преодоление сил сопротивления сопряжений штанговых глубинных насосов в нефтяном флюиде с асфальтосмолистыми парафинистыми отложениями, что приводит к нерациональному расходованию энергии силового агрегата.
2. Количественные значения амплитудно-фазовых частот колебаний привода добывающего комплекса $A_{др}$ при изменении давления p в поршневой полости привода от вертикальной нагрузки масс рабочего оборудования подтвердила предположение об отсутствии необходимости тратить постоянную мощность привода в каждом такте добычи. Основными энергоёмкими процессами являются разгон рабочего оборудования (ускорение сопряжений плунжера) и торможение (замедление элементов). Именно на этом коротком интервале времени – t_1 и t_3 – требуется высокая мощность привода. Процесс установившегося движения элементов рабочего оборудования является основным t_2 и менее энергоёмким, что подтверждает целесообразность и эффективность предложенного гибридного меха-

низма для перераспределения мощности в соответствии с энергоемкостью процесса.

3. Применение гибридного гидроцилиндра решает научно-техническую задачу по эффективным методам снижения энергоемкости процесса и перераспределения мощности в соответствии с энергоемкостью операций нагнетания нефтяной жидкости в подъемный лифт штанговых глубинных насосов. Разработана и доказана перспектива новой научной идеи о необходимости перераспределения мощности привода и силовой установки по исполнительным элементам за счет гибридизации привода станков-качалок. Установленные зависимости изменения эффективной области работы, выполняемой электрогидроцилиндром эффективного действия $A_{эф}$, от расходуемой мощности N_p и потребляемой мощности силовой установки N_{ev} расширяют границы применимости полученных результатов в любой отрасли машиностроения в соответствии с энергоемкостью операции. Подробно изложена теория рекуперации энергии при взаимодействии двух разнород-

ных сред, вносящая вклад в расширение представлений о критериях энергоэффективности и концепции исследования мощностных характеристик и энергоемкости привода станка-качалки на нефтегазодобывающих малодобитных скважинах.

Практическая перспектива использования результатов исследований и применимость электрогидроцилиндров заключается в необходимости контролировать положение и динамику оборудования, сохраняя оптимальные тяговые мощности и высокие силовые характеристики. Удаленность насосных комплексов от баз и ремонтных постов повышает актуальность применения гибридных приводов, реализующих самодиагностику на удаленном доступе.

Основные результаты исследований получены в рамках реализации гранта МОН РК № AP08856129 по направлению «Разработка и внедрение новой энергоэффективной технологии изготовления высокопроизводительного глубинно-насосного комплекса добычи углеводородов на малодобитных нефтегазовых скважинах с рекуперативным приводом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», редакция от 13.07.2015.
2. Поплыгин В.В., Уирсигроч М. Исследование эффективности комплексного нестационарного воздействия на залежь с высоковязкой нефтью // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2020. – Т. 331. – № 1. – С. 7–12.
3. Лахов Ю.А. Определение показателей энергоэффективности нефтеперерабатывающих предприятий // ScienceTime. Серия: Технические науки. – 2014. – № 7. – С. 198–207.
4. Балансирный привод штанговой насосной установки: пат. Респ. Казахстан, № 26175, заявл. 11.11.2011; опубл. 14.09.2012. F04B 47/02. Бюл. № 9. – 5 с.
5. Study on the optimal phase structure of recovered steam turbine blades using different technological spray modes for deposition of Al_2O_3 / V.V. Savinkin, T.Yu. Ratushnaya, A.A. Ivanishev, A.R. Surleva, O.V. Ivanova, S.N. Kolisnichenko // AIP Conference Proceedings 2019. – 2019. – 020022
6. Zhang W.W., Cong S. Process optimization and performance evaluation on laser beam welding of austenitic/martensitic dissimilar materials // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2017. – V. 92. – № 9. – P. 4161–4168.
7. Метод интегрированной оценки усталостных напряжений в структуре восстановленных лопаток ТЭЦ и ГЭС / В.В. Савинкин, В.Н. Кузнецова, Т.Ю. Ратушная, Л.А. Киселев // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 8. – С. 65–77.
8. Карпович С.Е. Мехатронные системы параллельной кинематики на гибридных приводах прямого действия // Доклады Белорусского Государственного Университета информатики и радиоэлектроники. – 2019. – № 2 (120). – С. 59–72.
9. Исаев Ю.М. Расчетно-экспериментальное исследование многомашинного электрогидравлического следающего привода // Научно-технические ведомости СПбПУ. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2017. – Т. 23. – № 3. – С. 136–143.
10. Study on the influence of injection/production type and well pattern and spacing on producing degree of thin and poor layers / S. Liang, Y. Liu, N. Zhang, B. Zeng // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. – 2018. – V. 8. – Iss. 3. – P. 861–870.
11. Велиев Э.М. Исследование зависимости эффективности технологии нестационарного заводнения от продолжительности полупериода работы/простоя нагнетательных скважин в цикле при разработке высокопродуктивных неоднородных коллекторов маловязкой нефти // Проблемы сбора, подготовки и
12. Khakimyanov M.I. Increasing the energy efficiency of downhole pump of artificial lift // Energetik. – 2016. – № 5. – P. 36–38.
13. Semisynov R.A., Kiselev Y.S., Khakimyanov M.I. Analysis of energy losses in the technological elements of well oil extracting pump units // Oil and Gas Business: electronic scientific journal. – 2015. – № 6. – P. 179–198.
14. Mugalimov R.G., Zakirova R.A., Mugalimova A.R. Energy efficient asynchronous motors, their technical and economic advantages and cost optimization of their development // Electrotechnical systems and complexes. – 2016. – № 2 (31). – P. 30–34.
15. Khakimyanov M.I., Khusainov F.F., Shafikov I.N. Technological parameters influence of oil wells on energy consumption of sucker rod pumps // Oil and Gas Business: electronic scientific journal. – 2015. – № 1. – P. 533–563.
16. Энергоэффективный электрогидроцилиндр рекуперативного действия: пат. Рос. Федерация, № 2015137576/06, заявл. 02.09.2015; опубл. 27.11.2016. Бюл. № 33. – 2 с.
17. Однокопьев Г.И., Букреев В.Г., Розаев И.А. Исследование отказоустойчивого вентильно-индукторного электродвигателя насоса для добычи нефти // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 303. – № 10. – С. 69–81.
18. Результаты опытно-промышленных испытаний перспективных приводов штанговых скважинных насосных установок / И.И. Мазеин, А.Н. Устинов, М.В. Тягтев, А.А. Рыбин, Д.И. Шишляников, М.М. Тягтев // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 9. – С. 8–14.
19. Савинкин В.В. Развитие теории энергоэффективности одноковшовых экскаваторов: дис. ... д-ра техн. наук. – Омск, 2016. – 390 с.
20. Burkov P.V., Burkova S.P., Timofeev V.Y. Justifying a method of balancing crank-and-rod mechanism of mining roadheader // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – V. 682. – P. 270–275.
21. Lovlin S.Y., Abdullin A.A. Adaptive system for compensation of periodic disturbances in servo drive // 2016 IX Intern. Conf. on Power Drives Systems (ICPDS). – Perm, 2016. – P. 1–5.
22. Расчетно-экспериментальное исследование многомашинного электрогидравлического следающего привода / Ю.М. Исаев, А.В. Матросов, М.А. Машков, Р.А. Сунарчин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2017. – Т. 23. – № 3. – С. 136–143.
23. Скосарева Е.С., Колобин С.А. Управление движением мехатронной системы с гибким вращательным звеном: теория и эксперимент // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2018. – Т. 18. – № 5. – С. 780–786.

24. Журавлев В.Ф. Закономерности трения при комбинации скольжения и верчения // Известия Академии Наук. Механика твердого тела. – 2003. – № 4. – С. 81–88.
25. Шапарев А.В., Галямов А.А. Особенности изнашивания механизмов машин в зазоре пары трения // Молодой ученый. – 2015. – № 12 (92). – С. 94–97.

Поступила: 20.04.2020 г.

Информация об авторах

Савинкин В.В., доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой транспорта и машиностроения, Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева.

Санду А.В., доктор PhD, Факультет материаловедения и инжиниринга, Технический университет имени Георге Асачи.

Ратушная Т.Ю., магистр, докторант кафедры транспорта и машиностроения, Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева.

Визуриане П., кандидат технических наук, Факультет материаловедения и инжиниринга, Технический университет имени Георге Асачи.

Колисниченко С.В., магистр, докторант кафедры транспорта и машиностроения, Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева.

Омаров М.Ш., начальник технологического отдела ТОО «Завод многопрофильного оборудования».

UDC 629.5:62.2 622.276.53.054.2

STUDY OF REDISTRIBUTION OF THE OIL COMPLEX POWER DRIVE EFFECTIVENESS FOR MARGINAL WELLS WHEN INSTALLING CONSTRUCTION OF RECUPERATIVE ACTION ELECTRO HYDRO CYLINDER

Vitaliy V. Savinkin¹,
cavinkin7@mail.ru

Andrey V. Sandu²,
sav@tuiasi.ro

Tatyana Yu. Ratushnaya¹,
tratushnaia@mail.ru

Petrica Vizureanu²,
peviz2002@yahoo.com

Svetlana V. Kolisnichenko¹,
svetlana_ko-ko@mail.ru

Malik Sh. Omarov³,
omarov_malik@mail.ru

¹ North Kazakhstan State University named after M. Kozybaev,
86, Pushkin street, Petropavlovsk, 150000, Republic of Kazakhstan.

² Gheorghe Asachi Technical University of Iasi,
41, D. Mangeron street, Iasi, 700050, Romania.

³ LLP «Multi-purpose equipment factory»,
22, Ya. Gashek street, Petropavlovsk, 150000, Republic of Kazakhstan.

The relevance of the research is caused by the need to develop a scientifically-based design and technological system for efficient power redistribution across the executive elements of high-loaded equipment in accordance with the energy intensity of extracting hydrocarbons. The relevance is confirmed by the lack of domestic technologies for development of hybrid recuperative drives used for energy production and conversion, based on the study of synergetic connections of pumping complexes of marginal wells, as the main indicator of energy efficiency.

The main aim is to improve energy efficiency and resource life of high-loaded oil-producing pumping complexes of marginal wells by installation of a developed hybrid drive with an electro hydro cylinder of recuperative action, which provides power redistribution by executive elements.

The object of the research is a hybrid drive system of the mining «pumping unit» with an energy-efficient electric hydro cylinder of recuperative action.

The complex research method was used to study the interaction of two physically and technically dissimilar media (hydraulics and electromagnetic fields) in the structure of loaded parts of a hybrid drive. The cyclic process of dynamic loading of the working equipment of the pumping complex is studied by the methods of kinematic analysis and force calculation. We used the methodology of system analysis, as well as the method of redistribution of moments of inertia forces and power balance of the power drive. The mathematical apparatus was effectively applied to determine the dependencies of changes in power characteristics on operational indicators and dynamic loads of the pumping complex. The method of critical analysis allowed us to set priorities for the development of geometric parameters, and the use of the laws of mechanics allowed us to justify the structural elements of kinematics that require improvement. The tools of the finite element method and computer systems allowed us to study the performance of the hybrid drive, analyze and process the results obtained.

Results. The authors have designed the hybrid electro hydro cylinder of recuperative operation, providing efficient conversion of mechanical and hydraulic energy to electric hydraulic drive under the influence of gravity of oil pump for low-yield complex wells. The developed design significantly increases the energy efficiency of the power plant and drive of the oil production complex, ensuring hybrid drive power redistribution in accordance with the energy intensity of operations. The scientific problem of an effective way to redistribute power across the elements of oil-producing complexes in accordance with the energy intensity of the operation performed and the conversion of the energy of its own mass of gravity of the working equipment is solved. The authors developed and proved the theory of power and power parameters of a ground-based mining pumping complex based on the implementation of the principles of energy recovery and power redistribution in the performance of work processes, which provided new results in the study of energy intensity.

Key words:

Oil production complex, electro hydro cylinder, recovery, energy intensity, power redistribution system.

REFERENCES

1. FZ № 261 *Federalnyy zakon RF ot 23 noyabrya 2009 goda № 261-FZ «Ob energosberezhenii i o povyshenii energeticheskoy*

effektivnosti i o vnesenii izmeneniy v otdelnye zakonodatelnye akty Rossiyskoy Federatsii» [Federal law of the Russian Federation no. 261-FZ of November 23, 2009 «On energy saving and energy effi-

- ciency improvement and on amendments to certain legislative acts of the Russian Federation»]. Moscow, Kreml Publ., 2009. 103 p.
2. Poplygin V.V., Uirsig M. Study of the effectiveness of complex non-stationary impact on a deposit with high-viscosity oil. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2020, vol. 331, no. 1, pp. 7–12. In Rus.
 3. Lachov Yu.A. Determination of energy efficiency indicators for oil refineries. *ScienceTime. Seriya: Technical Sciences*, 2014, no. 7, pp. 198–207. In Rus.
 4. Myrzakhmetov B.A., Latypov A.S., Shagimardanov J.G. *Balansirnyy privod shtangovoy nasosnoy ustanovki* [Balancing drive of the rod pumping unit]. Patent RK, no. 26175, 2012.
 5. Savinkin V.V., Ratushnaya T.Yu., Ivanischev A.A., Surleva A.R., Ivanova O.V., Kolisnichenko S.N. Study on the optimal phase structure of recovered steam turbine blades using different technological spray modes for deposition of Al₂O₃. *AIP Conference Proceedings*, 2019, 020022.
 6. Zhang W.W., Cong S. Process optimization and performance evaluation on laser beam welding of austenitic/martensitic dissimilar materials. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017, vol. 92, no. 9, pp. 4161–4168.
 7. Savinkin V.V., Kuznetsova V.N., Ratushnaya T.Yu., Kiselev L.A. Method of integrated assessment of fatigue stresses in the structure of the restored blades of CHP and HPS. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, pp. 65–77. In Rus.
 8. Karpovich S.E., Dainiak I.V., Kuzniatsou V.V. Mechatronic system of parallel kinematics on hybrid direct action drivers. *Doklady BGUIR*, 2019, no. 2, pp. 59–72. In Rus.
 9. Isaev Yu.M. Computational and experimental study of a multi-machine electrohydraulic tracking drive. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbPU. Seriya: Estesstvennye i inzhenernye nauki*, 2017, vol. 23, no. 3, pp. 136–143. In Rus.
 10. Liang S., Liu Y., Zhang N., Zeng B. Study on the influence of injection/production type and well pattern and spacing on producing degree of thin and poor layers. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 2018, vol. 8, Iss. 3, pp. 861–870.
 11. Veliev E.M. Efficiency of non-stationary flooding as a function of injection wells idle time for the highly productive light oil reservoirs. *Scientific and technical journal «Problems of collecting, preparing and transporting oil and petroleum products»*, 2015, no. 2 (100), pp. 46–56. In Rus.
 12. Khakimyanov M.I. Increasing the energy efficiency of downhole pump of artificial lift. *Energetik*, 2016, no. 5, pp. 36–38.
 13. Semisynov R.A., Kiselev Y.S., Khakimyanov M.I. Analysis of energy losses in the technological elements of well oil extracting pump units. *Oil and Gas Business: electronic scientific journal*, 2015, no. 6, pp. 179–198.
 14. Mugalimov R.G., Zakirova R.A., Mugalimova A.R. Energy efficient asynchronous motors, their technical and economic advantages and cost optimization of their development. *Electrotechnical systems and complex*, 2016, no. 2 (31), pp. 30–34.
 15. Khakimyanov M.I., Khusainov F.F., Shafikov I.N. Technological parameters influence of oil wells on energy consumption of sucker rod pumps. *Oil and Gas Business: electronic scientific journal*, 2015, no. 1, pp. 533–563.
 16. Savinkin V.V., Kuznetsova V.N. *Energoeffektivnyy elektrodrotsilindr rekuprativnogo deystviya* [Energy-efficient electro hydraulic cylinder of recuperative action]. Patent PF, no. 2015137576/06, 2016.
 17. Odnokopylov G.I., Bukreev V.G., Rozaev I.A. Research of fault-tolerant switched-reluctance motor of electrical oil pump. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 303, no. 10, pp. 69–81. In Rus.
 18. Mazein I.I., Ustinov A.N., Diaghilev M.V., Rybin A.A., Shishlyannikov D.I., Diaghilev M.M. Results of pilot-industrial tests of perspective drives of sucker-rod pumping unit. *Mining equipment and electrical engineering*, 2016, no. 9, pp. 8–14. In Rus.
 19. Savinkin V.V. *Razvitiye teorii energoeffektivnosti odnokovshovykh ekskavatorov*. Dis. Dokt. nauk [Development of the theory of energy efficiency of single-bucket excavators. Dr. Diss.]. Omsk, 2016. 390 p.
 20. Burkov P.V., Burkova S.P., Timofeev V.Y. Justifying a method of balancing crank-and-rod mechanism of mining roadheader. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 682, pp. 270–275.
 21. Lovlin S.Y., Abdullin A.A. Adaptive system for compensation of periodic disturbances in servo drive. *IX Intern. Conf. on Power Drives Systems (ICPDS)*. Perm, 2016. pp. 1–5.
 22. Isaev Yu.M., Matrosov A.V., Mashkov M.A., Okhotny R.A. Computational and experimental study of a multi-machine electrohydraulic tracking drive. *SPbPU Journal of Engineering Science and Technology*, 2017, vol. 23, no. 3, pp. 136–143. In Rus.
 23. Skosareva E.S., Kolubin S.A. Controlling the movement of a mechatronic system with a flexible rotational link: theory and experiment. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2018, vol. 18, no. 5, pp. 780–786. In Rus.
 24. Zhuravlev V.F. Regularities of friction in the combination of sliding and twisting. *Mechanics of Solids*, 2003, no. 4, pp. 81–88. In Rus.
 25. Shaparev A.V., Galyamov A.A. Features of wear of machine mechanisms in the gap of a friction pair. *Molodoy ucheny*, 2015, no. 12 (92), pp. 94–97. In Rus.

Received: 20 April 2020.

Information about the authors

Vitaliy V. Savinkin, Dr. Sc., associate professor, head of the department, North Kazakhstan State University named after M. Kozybaev.

Andrey V. Sandu, PhD, Gheorghe Asachi Technical University of Iasi.

Tatyana Yu. Ratushnaya, postgraduate student, North Kazakhstan State University named after M. Kozybaev.

Vizureanu Petrica, Cand. Sc., associate professor, Gheorghe Asachi Technical University of Iasi.

Svetlana V. Kolisnichenko, postgraduate student, North Kazakhstan State University named after M. Kozybaev.

Malik Sh. Omarov, head of technology department, LLP «Multi-purpose equipment factory».