

Определение напряженно-деформированного состояния силового гидроцилиндра в режиме динамического нагружения

Денис Александрович ПОТАХОВ*

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Россия, Санкт-Петербург

Актуальность работы заключается в совершенствовании методов расчета силовых гидроцилиндров, необходимом для повышения надежности, оптимизации конструктивного исполнения элементов и эксплуатационных режимов работы гидроцилиндров дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин. Наибольший же интерес представляют методы исследования динамических режимов работы гидроцилиндров.

Цель работы. Настоящая работа посвящена установлению закономерностей деформирования элементов силового гидроцилиндра во времени, находящегося в динамическом режиме нагружения. Исследования проводятся на примере одноступенчатого двустороннего действия гидроцилиндра вывешивания железнодорожного грузоподъемного крана «Сокол 80.01».

Методы исследования. Повышение точности расчетов динамического взаимодействия элементов гидроцилиндра обеспечивается за счет уменьшения числа допущений и использования численных методов, ориентированных на современные ЭВМ. Напряженно-деформированное состояние компонентов гидроцилиндра определяется методом конечных элементов в нелинейном динамическом анализе среды Simulation программы САПР SolidWorks путем моделирования заданных условий работы гидродвигателя. Температурный режим гидроцилиндра определяется в Flow Simulation SolidWorks (метод конечных объемов).

Результаты. Приведены результаты анализа численного исследования несущей способности силового гидроцилиндра, находящегося в динамическом режиме нагружения. В численной модели учтены: варианты контактирования сопряженных элементов гидроцилиндра в зависимости от конструктивных зазоров подвижных соединений, образованных в результате действия технологических и эксплуатационных факторов; сочетание продольных и поперечных динамических нагрузок; нелинейные характеристики напряжение–деформация материала; влияние температурного режима гидродвигателя. В рамках численного исследования гидроцилиндра определены параметры распределения напряжений и эквивалентных деформаций штока и гильзы цилиндра в функции времени. В работе также определены пространственная траектория места контакта с наибольшими контактными напряжениями сопряжения «втулка–зеркало гильзы» и «поршень–зеркало гильзы» гидроцилиндра и влияние температурного режима гидравлического агрегата на несущую способность гидроцилиндра.

Ключевые слова: гидроцилиндр, МКЭ, НДС, деформация, прочность, грузоподъемный кран, динамика.

Введение
Силовые гидроцилиндры всевозможных конструкций и типов широко применяются в различных отраслях машиностроения, в частности – в приводах исполнительных механизмов дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин и оборудования (ДСПТМ).

Совокупность конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, оказывающих воздействие на гидроцилиндры ДСПТМ, приводит к деформациям: штока, направляющей втулки, поршня, гильзы и уплотнительных узлов. В частности, типичными повреждениями (дефектами) гильзы являются эллипсности и конусности, риски, вмятины, задиры, трещины; а штоков – износ поверхностей, коррозия, царапины, риски, задиры, искривление [1].

Следовательно, эксплуатационная надежность гидроцилиндров зависит не только от надежности уплотнительного узла [2, 3], но и от параметров несущей (нагрузочной) способности элементов гидродвигателя [1, 4].

Несущая способность силовых гидроцилиндров описывается напряженно-деформированным состоянием (НДС) его конструктивных элементов в различных режимах нагружения. Наибольший интерес представляют наиболее неблагоприятные условия работы гидроцилиндров, когда текущие эксплуатационные напряжения максимальны [4, 5]. Таким режимам нагружения соответствуют расчетные схемы с эксцентричными продольными сжимающими нагрузками и поперечными силами.

Помимо этого, конструктивные зазоры в подвижных соединениях «шток–направляющая букса» и «поршень–зеркало гидроцилиндра» приводят к перекосу продольных осей штока и цилиндра, который усиливается при эксцентричном и поперечном приложении нагрузки [5]. В зависимости от положения поршня в гильзе, от диаметров и зазоров элементов гидроцилиндра теоретически возможны три варианта контактирования [6]. Помимо этого, температурные воздействия также оказывают значительное влияние на эксплуатационные параметры гидроцилиндра. Основным источником нагрева гидравлического агрегата является работа сил трения в уплотнениях поршня и штока [7].

Проблеме надежности работы силового гидроцилиндра гидроприводов машин и механизмов в настоящее время посвящен ряд исследований, связанных с альтернативным конструктивным исполнением элементов; определением колебаний в зависимости от вида нагружения; обеспечением герметичности; влиянием конструктивных зазоров, креплений, перекосов сопряженных элементов, жесткости узлов, трения контактирующих элементов на критическую нагрузку, устойчивость, прочность и усталостный ресурс гидроцилиндра и его компонентов [8–12].

Вместе с тем вопросы, связанные с изучением температурных и динамических режимов работы силовых гидроцилиндров, в известных публикациях рассматриваются недостаточно полно.

В текущем исследовании рассматривается одноступенчатый двустороннего действия гидроцилиндр вывешивания железнодорожного грузоподъемного крана «Сокол 80.01». Предполагается, что гидроцилиндр – третьего варианта контактирования: зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой; одновременный контакт «поршень–зеркало гильзы» и «направляющая втулка–шток».

Совокупность внешних факторов и нагрузок, которые воздействуют на гидроцилиндр вывешивания в процессе эксплуатации, характеризуется недетерминированностью, т. е. отсутствием хорошо определенной явной функции от

* potakhovd@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0002-3734-6860>

времени. Следовательно, результаты действий таких совокупностей внешних факторов и нагрузок также являются недетерминированными.

Статические нагрузки являются постоянными и неизменяемыми во времени. Поэтому статический анализ силового гидроцилиндра не может дать наиболее точного представления о реальной картине нагружения элементов гидроцилиндра.

Помимо этого, распределение полей напряжений и деформаций в конструкциях, как правило, неоднородно. Поэтому накопление повреждений протекает в различных точках неодинаково, следовательно, несущая способность элементов – это функция не только времени и сил, но и координат.

Таким образом, достаточно полная информация о характере нагружения элементов гидроцилиндра может быть получена с помощью решения деформационных задач в трехмерной постановке, учитывающих варианты контактирования сопряжений, материал компонентов, типы нагружения, инерционные силы, силы демпфирования, направление и величину силового фактора, скорость изменения действующей силы (сил).

Расчет изменения НДС гидроцилиндра в пространстве

Совокупность нагрузок, возникающих в процессе работы кранов на железнодорожном ходу, вследствие неравномерного внедрения опорных элементов в грунт, просадки выносных опор, трансформации ядра опирания опорного контура, инерционных нагрузок приводит к смещению оголовка штока опорного гидроцилиндра, что в свою очередь приводит к появлению значительного изгибающего момента силы, приложенной к оголовку штока. В результате этого возникают изломы, остаточные изгибные деформации штоков, местная пластическая деформация стенок гильз.

Наиболее полное представление о НДС силовых гидроцилиндров могут дать исследования, в которых применяются динамические математические модели в сочетании с численными методами, ориентированными на современные ЭВМ [13]. Наибольшее распространение по решению задач о НДС элементов конструкции получил метод конечных элементов (МКЭ), который универсален по отношению к геометрии исследуемой области и реологии деформирования материала [13].

В стреловых поворотных кранах распределение нагрузки на опоры имеет переменный характер – в процессе вращения поворотной платформы происходит циклический процесс трансформации опорного контура, т. е. процесс последовательного нагружения и разгружения опор крана [14]. Опора, расположенная ближе к переносимому грузу, нагружается сильнее, дальше – слабее; в отдельных случаях наблюдается отрыв наименее нагруженной опоры от рабочей поверхности – в этом случае имеет место трехопорная схема опирания.

С целью определения НДС опорных гидроцилиндров грузоподъемной машины в качестве функции времени в динамическом режиме нагружения проводится нелинейное динамическое исследование аутригера в среде Simulation программы САПР SolidWorks. Нелинейный динамический анализ позволяет учесть не только динамику нагружения, а также нелинейные характеристики напряжение–деформация материала и большие деформации элементов конструкции [15, 16]. В нелинейном динамическом анализе используется инкрементный метод «управления нагрузкой», а в качестве итерационной схемы – алгоритм Ньютона–Рафсона (NR) [15].

В данной среде выносная опора крана нагружаются силовыми факторами, представляющими собой временные зависимости реакций выносных опор по трем координатным осям X ($F_x = f(t)$), Y ($F_y = f(t)$), Z ($F_z = f(t)$); особенностью данных временных зависимостей является то, что они получены с учетом податливости грунтового основания, жесткости элементов грузоподъемного крана и инерционных нагрузок (подробнее – в работе [17]). Таким образом, гидроцилиндр вывешивания в процессе эксплуатации непрерывно находится под действием нелинейных сил, изменяющихся по модулю, направлению и скорости приложения.

В результате проведенных расчетов определено временное НДС конструктивных элементов аутригера железнодорожного грузоподъемного крана в процессе динамического нагружения.

В качестве примера в таблице и на рис. 1 представлено временное изменение НДС сопряжения «направляющая втулка–зеркало гильзы» произвольного сечения гидроцилиндра. На рис. 1 представлено сравнение временных изменений НДС противоположных точек T_1 и T_2 зеркала гильзы гидроцилиндра.

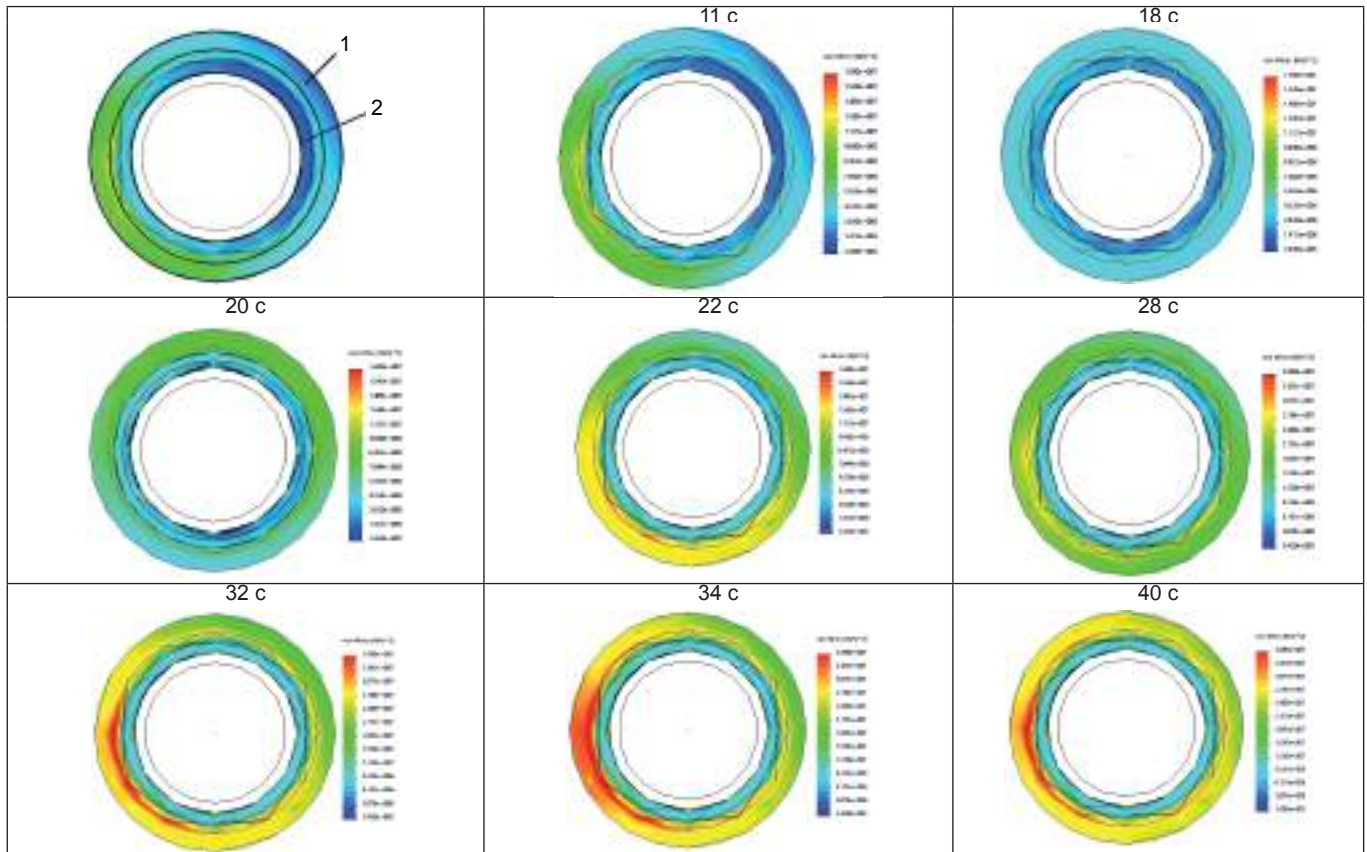
Анализ изменения напряженного состояния конструктивных элементов гидроцилиндра во времени (таблица, рис. 1) показывает, что максимальное нагружение гильзы гидроцилиндра для произвольного момента времени происходит в разных точках сопряжения «втулка–зеркало гильзы» в процессе вращения платформы; т. е. точка контакта с наибольшими контактными напряжениями сопряжения «втулка–зеркало гильзы» изменяет свое положение в зависимости от совокупности факторов, действующих в конкретный момент времени. Помимо этого, интервал времени 18–21,5 с, в котором $\sigma_2 > \sigma_1$ (рис. 1), текущего расчета соответствует моменту смены опорного контура грузоподъемного крана.

На основе результатов проведенных расчетов строится поверхность деформаций (в качестве примера – по оси X) оси штока гидроцилиндра во времени (рис. 2), анализ которой показывает, что в результате действия поперечного (горизонтальные силы $F_r = f(t)$) и продольного (вертикальные силы $F_b = f(t)$) совокупного нагружения происходит неравномерное искривление штока гидроцилиндра во времени. С целью лучшего восприятия: на оси штока обозначены точки с номерами 1–15, которые также обозначены на одной оси построенной поверхности; на рис. 2 приведена одна и та же трехмерная поверхность, но с разных ракурсов.

Стоит отметить, что искривление штока гидроцилиндра в результате динамического нагружения имеет специфический вид: в промежутке времени примерно до 17 секунды наиболее деформируется центральная часть штока; при этом в момент времени примерно 13,5 секунд оголовок штока по оси X практически не деформируется, а начиная примерно с 17 секунды наибольшее перемещение имеет оголовок.

По аналогии с представленными результатами (таблица, рис. 1) можно отобразить (в сечении и в пространстве) изменение НДС во времени любого выбранного узла (точки) или совокупности узлов (точек) элементов гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения.

Изменение НДС во времени сопряжения «направляющая втулка–зеркало гильзы».
Change in strain-stress state in the course of “liner– cylinder tube wall” coupling.



Шток, поршень и другие элементы скрыты или прозрачны; 1 – гильза гидроцилиндра, 2 – направляющая втулка.
 The rod, piston and other elements are hidden or transparent; 1 – cylinder tube, 2 – guide liner.

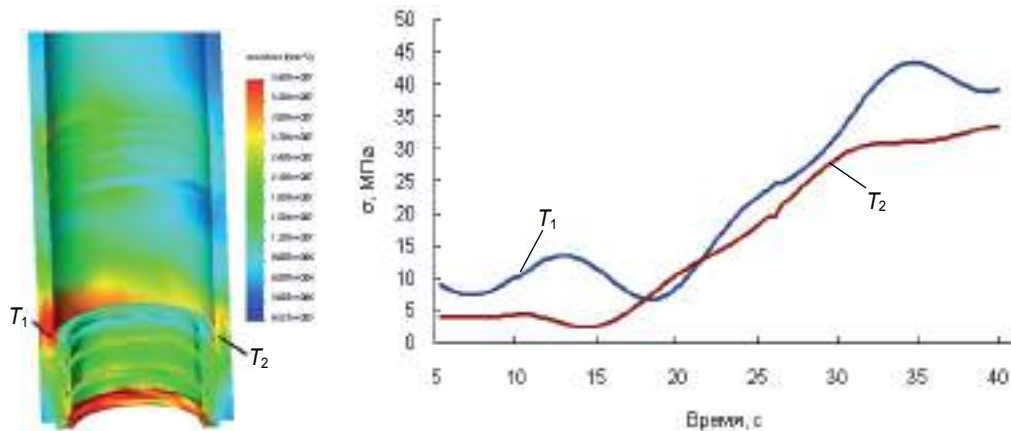


Рисунок 1. Сравнение временных зависимостей НДС точек T_1 и T_2 зеркала гильзы гидроцилиндра. В областях эпюры, отмеченных красным цветом, напряжения $\geq 36,01$ МПа.

Figure 1. Comparison of time characteristic of the strain-stress state points T_1 and T_2 of the cylinder tube. In the areas of the diagram marked in red, the stress is ≥ 36.01 MPa.

По результатам динамического расчета построены поверхности напряжений и эквивалентной деформации гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с направляющей втулкой в зависимости от сочетаний вертикальных F_v и горизонтальных F_h нагрузок (рис. 3).

В результате расчета были определены пространственные траектории и места контакта с наибольшими контактными напряжениями сопряжения «втулка–зеркало гильзы», которое упрощенно представлено в виде точки (рис. 4, а), и перемещения оголовка штока гидроцилиндра под действием динамических нагрузок (рис. 4, б).

Аналогичные результаты расчета контактного взаимодействия сопряжения «втулка–зеркало гильзы» получены и для сопряжения «поршень–зеркало гильзы цилиндра».

Зазоры сопряженных элементов гидроцилиндра, а также действие горизонтальных нагрузок на оголовки гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана вследствие неравномерного внедрения опорных элементов в грунт, трансформации ядра опирания опорного контура и инерционных нагрузок приводят к увеличению реакций в подвижных

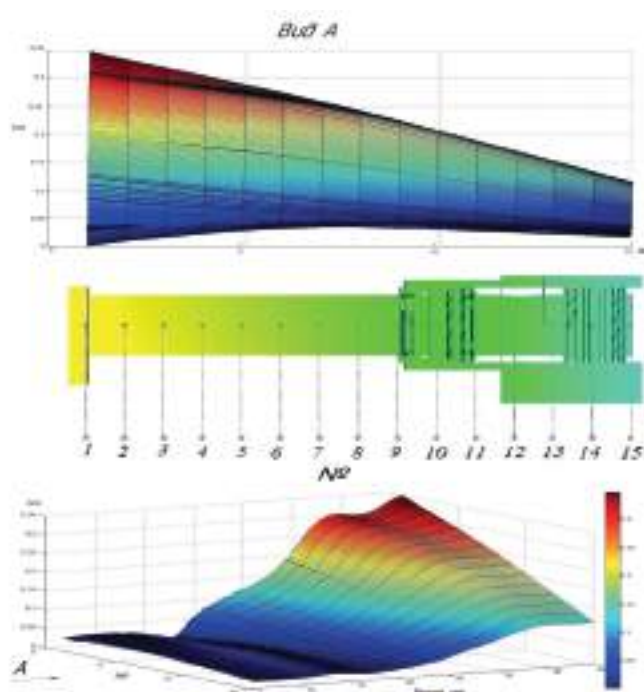


Рисунок 2. Поверхность деформаций штока гидроцилиндра вывешивания.
Figure 2. The surface of deformation of the jacking hydraulic-cylinder rod.

сопряжениях «втулка–зеркало гильзы» и «поршень–зеркало гильзы», которые являются причиной возникновения концентраций напряжений и деформаций. Это в свою очередь ведет к повышенному адгезионному износу и увеличению деформаций элементов сопряжений гидроцилиндра; вместе с тем повышается вероятность искривления и заклинивания штока в цилиндре.

Расчет НДС гидроцилиндра с учетом температурного режима гидравлического агрегата

Повышенный износ контактного взаимодействия деформируемых тел компонентов гидроцилиндра приводит к нагреву гидравлического агрегата. Как известно, с повышением температуры механические свойства конструкционных материалов изменяются, например, их пластичность, как правило, увеличивается [18]. При воздействии изменения температуры на тела, ограниченные в возможности свободно деформироваться (сжиматься или расширяться), а также в случае разницы температуры в различных точках конструкции и при разных свойствах материала деталей возникают температурные напряжения [18]. Следовательно, изменения температуры могут повлечь за собой значительные изменения полей деформации и напряжений в конструкции.

Рассматривается выносная опора железнодорожного крана «Сокол 80.01» с гидроцилиндром вывешивания первого варианта контактирования сопряженных элементов (контакт «поршень–зеркало гильзы»).

С целью определения теплового режима работы гидроцилиндра вывешивания проводится расчет в функционале Flow Simulation SolidWorks, движение и теплообмен текучей среды в котором моделируется при помощи уравнений Навье–Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды [15, 19]. В Flow Simulation в качестве численного метода используется метод конечных объемов (МКО).

На первом этапе назначаются общие настройки модели: тип и параметры анализа, текучие среды, материал элементов аутригера, условия на стенках, начальные и граничные условия. Применяются следующие текучие среды: всесезонное гидравлическое загущенное масло (ВМГЗ) для внутренних полостей гидроцилиндра; воздух – для окружающей среды. Так как ВМГЗ отсутствует в базе данных программы SolidWorks, то создается «материал пользователя», настроенный согласно основным характеристикам применяемого гидравлического масла [20]. Граничными начальными условиями являются: давление и температура поршневой $P_{п}$, $T_{п}$, штоковой $P_{ш}$, $T_{ш}$ полостей и окружающей среды $P_{о.с}$, $T_{о.с}$, температура конструкции $T_{к}$.

Далее назначаются цели проекта исследования, параметры сетки, проводится серия расчетов, в которых $T_{к} = T_{о.с} = 293,2$ К, а $T_{п} = T_{ш} = 293,2...413,2$ К. Результаты теплового расчета гидроцилиндра представлены на рис. 5, а. Анализ полученных данных (рис. 5, а) показал, что в случае $\Delta T = T_{п} - T_{о.с} > 0$ наблюдается неравномерный нагрев элементов аутригера.

С целью определения влияния температурного режима на несущую способность гидроцилиндра результаты термического исследования из Flow Simulation SolidWorks включаются в активное нелинейное динамическое исследование анализа несущей способности аутригера в Simulation SolidWorks (рис. 5, б). Таким образом, в расчетной модели Simulation учитываются тепловые эффекты и эффект давления жидкости из Flow Simulation. В этом случае значения температуры граней твердых тел Flow Simulation сопоставляются с конечно-элементной сеткой твердотельной геометрии выносной опоры Simulation.

Таким образом, значительный неравномерный нагрев гидравлического агрегата в процессе нагружения оказывает существенное влияние на деформацию элементов гидроцилиндра. Так, при $\Delta T = 100$ напряжения гильзы цилиндра в месте контакта с поршнем увеличиваются на ≈ 25 %.

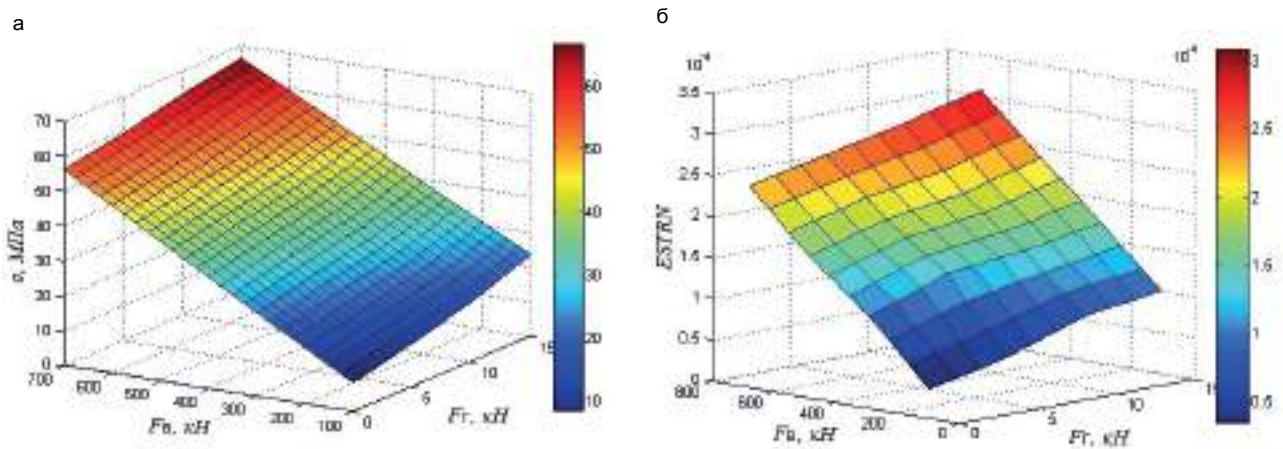


Рисунок 3. Поверхности напряжений (а) и эквивалентной деформации (б) гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с направляющей втулкой.
 Figure 3. The surface of the stresses (a) and equivalent deformation (б) of the cylinder tube of jacking at the point of contact with the guide liner.

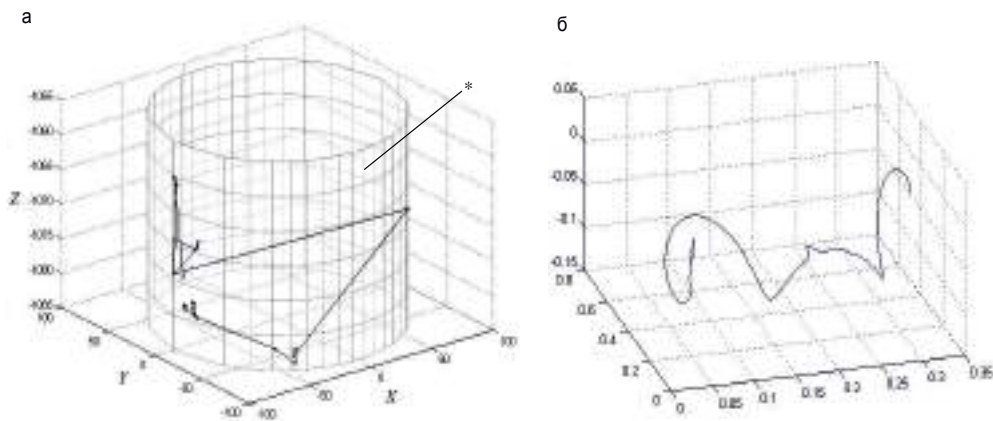


Рисунок 4. Перемещение точки контакта «втулка-зеркало гильзы» (а) и оголовка штока гидроцилиндра вывешивания (б) в пространстве; * – условное обозначение поверхности гильзы цилиндра.
 Figure 4. Moving the “liner – cylinder tube wall” contact point (a) and the rod head of the jacking hydraulic cylinder (b) in space; * - symbol of the surface of the cylinder tube.

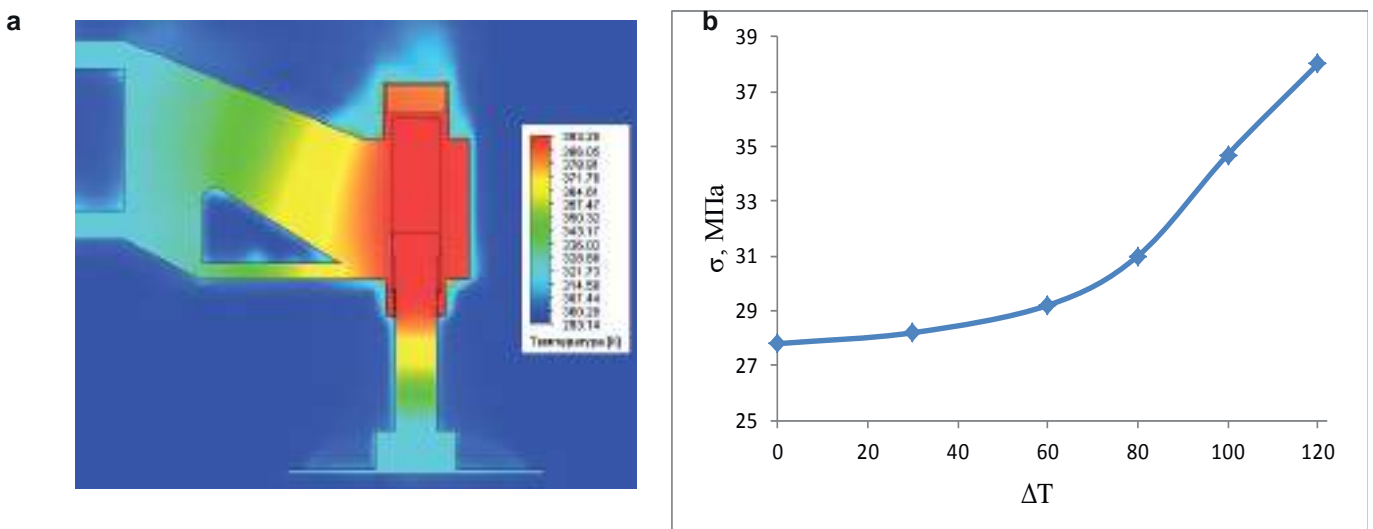


Рисунок 5. Результаты теплового расчета гидроцилиндра. а – распределение температуры аутригера при $\Delta T = 100$; б – зависимость напряжений гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с поршнем от разницы температур ΔT .
 Figure 5. The results of thermal calculation of the hydraulic cylinder. а – is the temperature distribution of the jack pad at $\Delta T = 100$; б – the dependence of the stresses of the cylinder tube of jacking in the place of contact with the piston on the temperature difference ΔT .

Выводы

В результате анализа взаимодействия сопряженных элементов силового гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения:

- установлена качественная картина изменения НДС гидроцилиндра во времени;
- установлено неравномерное деформирование штока гидроцилиндра в пространстве;
- определена пространственная траектория места контакта с наибольшими контактными напряжениями сопряжения «штулка–зеркало гильзы» и «поршень–зеркало гильзы»;
- установлено, что в момент трансформации опорного контура грузоподъемного крана происходит характерное изменение интенсивности и точки максимального контакта сопряженных элементов силового гидроцилиндра вывешивания;
- определено влияния температурного режима гидравлического агрегата на несущую способность гидроцилиндра.

Таким образом, в процессе эксплуатации гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, обусловленном действием совокупности нелинейных вертикальных и горизонтальных нагрузок и взаимодействием сопряженных элементов гидроцилиндра в зависимости от конструктивных зазоров подвижных соединений; в связи с этим возникают неравномерные деформации штока и гильзы гидроцилиндра во времени и координатах.

Использование динамической математической модели позволило получить приведенные результаты; благодаря этому приведенные расчеты принципиально отличаются от ряда других исследований, в которых определение НДС гидроцилиндра определяется под действием статически приложенной нагрузки.

Аналогичные исследования можно провести для всех типов силовых гидроцилиндров дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин и оборудования, результаты которых могут быть использованы в мероприятиях по повышению надежности работы гидроцилиндров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кобзов Д. Ю., Усова С. В., Фурзанов С. Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 29–32.
2. Кузнецов В. В. Ресурс подвижных уплотнительных соединений с кольцами круглого сечения // Вестник Мордовского университета. 2018. Т. 28, № 4. С. 562–582.
3. Flitney R. Seals and sealing handbook. 6th edition. Oxford: Butterworth–Heinemann, 2014. 648 p.
4. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1973. 171 с.
5. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1973. 504 с.
6. Потахов Д. А., Ватулин Я. С. Численный расчет утечек рабочей жидкости через радиальный зазор сопряженных элементов гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана // Вестник СибАДИ. 2019. Т. 16, № 1 (65). С. 18–30.
7. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, перераб. и доп. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1973. 232 с.
8. Gamez-Montero P. J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M., Codina E. Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder // International Journal of Mechanical Sciences. 2009. Vol. 51, issue 2. P. 105–113. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2009.01.001>
9. Tomski L., Uzny S. A hydraulic cylinder subjected to Euler's load in aspect of the stability and free vibrations taking into account discrete elastic elements // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2011. Vol. 11 (3). P. 769–785. [https://doi.org/10.1016/S1644-9665\(12\)60115-0](https://doi.org/10.1016/S1644-9665(12)60115-0)
10. Gamez-Montero P. J., Salazar E., Castilla R. et al. Friction effects on the load capacity of a column and a hydraulic cylinder // International Journal of Mechanical Sciences. 2009. Vol. 51 (2). P. 145–151.
11. Narvydas E. Buckling strength of hydraulic cylinders – an engineering approach and finite element analysis // Mechanika. 2016. Vol. 22 (6). P. 474–477.
12. Baragetti S., Villa F. Effects of Geometrical Clearances, Supports Friction, and Wear Rings on Hydraulic Actuators Bending Behavior // Mathematical Problems in Engineering. 2016. Vol. 16. P. 1–17. <http://dx.doi.org/10.1155/2016/3781397>
13. Карзов Г. П., Марголин Б. З., Швецова В. А. Физико-механическое моделирование процессов разрушения. СПб.: Политехника, 1993. 391 с.
14. Браунде В. И., Гохберг М. М., Звянягин И. Е. и др. Справочник по кранам. В 2 т. Под общ. ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. Т. 1. 536 с.
15. Kurowski P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017. 600 p.
16. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.
17. Ватулин Я. С., Потахов Д. А. Моделирование взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с грунтовой опорной поверхностью // Изв. ПГУПС. 2019. Т. 16, № 1 (58). С. 59–67.
18. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
19. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. М.: ДМК Пресс, 2015. 562 с.
20. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

Статья поступила в редакцию 18 апреля 2019 г.

Determination of the strain-stress state of a power hydraulic cylinder in nonstationary loading mode

Denis Aleksandrovich POTAKHOV*

Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, Saint Petersburg, Russia

Relevance of the work is to improve the methods for calculating power hydraulic cylinders, necessary to increase reliability, optimize the structural design of elements and operational modes of operation of hydraulic cylinders of road, construction and carrying and lifting machines. The methods for studying the nonstationary loading modes of hydraulic cylinders are of the utmost interest.

Purpose. This work is devoted to determination the patterns of deformation of the elements of a power hydraulic cylinder being in a nonstationary loading mode. Research is conducted using a single-stage double-acting hydraulic cylinder of the jacking rail crane "Sokol 80.01" as an example.

Research methods. Improving the accuracy of calculations of the dynamic interaction of hydraulic cylinder elements is ensured by reducing the number of assumptions and using numerical methods oriented to modern computers. The strain-stress state of the components of the hydraulic cylinder is determined by the finite element method in a nonlinear dynamic analysis of the Simulation medium of the SolidWorks CAD program by modelling the specified operating conditions of the hydraulic motor. The temperature regime of the hydraulic cylinder is defined in Flow Simulation SolidWorks (finite volume method).

Results. The results of an analysis of a numerical study of the bearing capacity of a power hydraulic cylinder in a dynamic loading mode are presented. The numerical model takes into account: contacting options for the mating elements of the hydraulic cylinder, depending on the structural clearances of the movable joints formed as a result of technological and operational factors; a combination of longitudinal and transverse dynamic loads; nonlinear stress – strain characteristics of the material; the influence of the temperature regime of the hydraulic motor. As part of a numerical study of the hydraulic cylinder, the parameters of the distribution of stresses and equivalent deformations of the rod and cylinder liner as a function of time are determined. The authors also determined the spatial trajectory of the contact point with the highest contact voltage of the "liner – cylinder tube wall" and "piston – cylinder tube wall" coupling and the influence of the temperature regime of the hydraulic unit on the bearing capacity of the hydraulic cylinder.

Keywords: hydraulic cylinder, FEM, strain-stress state, deformation, strength, crane, dynamics.

REFERENCES

1. Kobzov D. Yu., Usova S.V., Furzanov S. Yu. 2009, On the diagnostic parameter of the bearing capacity of hydraulic cylinders of machines. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], no. 2, pp. 29–32. (In Russ.)
2. Kuznetsov V. V. 2018, Resource of moving sealing joints with O-rings. *Vestnik Mordovskogo universiteta* [Engineering Technologies and Systems], vol. 28, no. 4, pp. 562–582. (In Russ.)
3. Flitney R. 2014, Seals and sealing handbook. 6th edition. Oxford: Butterworth–Heinemann, 648 p.
4. Marutov V. A., Pavlovskiy S. A. 1973, *Gidrotsilindry. Konstruktsiya i raschet* [Hydraulic cylinders. Design and calculation], 171 p.
5. Kovalevsky V. F., Zheleznyakov N. T., Beilin Yu. E. 1973, *Spravochnik po gidroprivodam gornykh mashin* [Handbook of hydraulic drives of mining machines]. Revised and corrected edition. Moscow, 504 p.
6. Potakhov D. A., Vatulin Ya. S. 2019, Numerical calculation of leaks of the working fluid through the radial clearance of the mating elements of the hydraulic cylinder for hanging a crane. *Vestnik SibADI* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], vol. 16, no. 1 (65), pp. 18–30. (In Russ.)
7. Makarov G. V. 1973, *Uplotnitel'nyye ustroystva* [Seal assemblies], Revised and corrected edition. 232 p.
8. Gamez-Montero P. J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M., Codina E. 2009, Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 51, issue 2/ pp. 105–113. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2009.01.001>
9. Tomski L., Uzny S. 2011, A hydraulic cylinder subjected to Euler's load in aspect of the stability and free vibrations taking into account discrete elastic elements. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, vol. 11 (3), pp. 769–785. [https://doi.org/10.1016/S1644-9665\(12\)60115-0](https://doi.org/10.1016/S1644-9665(12)60115-0)
10. Gamez-Montero P. J., Salazar E., Castilla R. et al. 2009, Friction effects on the load capacity of a column and a hydraulic cylinder. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 51 (2), pp. 145–151.
11. Narvydas E. 2016, Buckling strength of hydraulic cylinders – an engineering approach and finite element analysis. *Mechanika*, vol. 22 (6), pp. 474–477.
12. Baragetti S., Villa F. 2016, Effects of Geometrical Clearances, Supports Friction, and Wear Rings on Hydraulic Actuators Bending Behavior. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 16, pp. 1–17. <http://dx.doi.org/10.1155/2016/3781397>
13. Karzov G. P., Margolin B. 3., Shvetsova V. A. 1993, *Fiziko-mekhanicheskoye modelirovaniye protsessov razrusheniya* [Physical and mechanical modeling of fracture processes]. Saint-Petersburg, 391 p.
14. Braunde V. I., Gokhberg M. M., Zvyanyagin I. E. et al. 1988, Handbook of cranes. In 2 vol. Ed. By M. M. Gokhberg, vol. 1, 536 p.
15. Kurowski P. 2017, Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 600 p.
16. Alyamovsky A. A., Sobachkin A. A., Odintsov E. V., Kharitonovich A. I., Ponomarev N. B. 2008, SolidWorks 2007/2008. *Komp'yuternoye modelirovaniye v inzhenernoy praktike* [Computer modeling in engineering practice]. Saint-Petersburg, 1040 p.
17. Vatulin Ya. S., Potakhov D. A. 2019, Modeling the interaction of the elements of the supporting contour of a railway crane with a ground support surface. *Izvestiya PGUPS* [Proceedings of Petersburg Transport University], vol. 16, no. 1 (58), pp. 59–67. (In Russ.)
18. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. 1993, *Raschet na prochnost' detaley mashin* [Strength calculation of machine parts: a reference], 640 p.
19. Alyamovsky A. A. 2015, *Inzhenernyy analiz dlya professionalov: zadachi, metody, rekomendatsii* [SolidWorks Simulation. Engineering analysis for professionals: tasks, methods, recommendations]. Moscow, 562 p.
20. Vasilchenko V. A. 1983, *Gidravlicheskiye oborudovaniye mobil'nykh mashin: spravochnik* [Hydraulic equipment of mobile machines: a reference]. Moscow, 301 p.

The article was received on April 18, 2019

*✉ potakhovd@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0002-3734-6860>