

УДК 621.757 (031)

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЙ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ БЕССЕПАРАТНЫХ РОЛИКОВЫХ ОПОР

А.Н. Журавлев

Самарский государственный технический университет

E-mail: tsv.vbm@mail.ru

Рассмотрено доминирующее влияние угла фаски ролика на работоспособность бесепараторных роликовых опор и предложена структурно упорядоченная сборка деталей опор такого типа.

Работоспособность роликовых опор определяется устойчивостью кинематических связей роликов с беговыми дорожками во время эксплуатации изделия. Нарушение этих связей приводит к прекращению движения качения роликов в опоре и, как следствие, заклиниванию роликов. Этому в большой степени способствует изменения геометрических параметров подвижных соединений из-за перекоса осей симметрии роликов, корпуса, изменения торцовых, кольцевых и диаметральных зазоров в опоре. Эти и другие геометрические параметры связаны с конструктивными и технологическими факторами, определяющими жизненный цикл роликовых опор. В свою очередь технологические факторы, учитывающие многообразие внешних воздействий, нарушающих симметрии кинематических связей подвижных соединений, формируют структуру и упорядоченность сборки бесепаратных роликовых опор [1, 2].

Цель исследования состоит в определении причинно-следственной связи между геометрическими параметрами деталей соединений, объясняющую механику торцовых сколов и заклинивания роликов. Указанная цель достигается при условии решения следующих задач исследования:

- разработки динамической модели эксплуатационного взаимодействия торцов роликов, приводящих к заклиниванию опоры;
- определения на этапе технологии изготовления долот конструктивно-технологического параметра, с помощью которого можно стабилизировать процессы изнашивания, разрушения и заклинивания роликовых опор.

В начале для реализации такой технологии сборки, с помощью которой происходит успешная адаптация деталей эксплуатируемых подвижных соединений, необходимо выявить причинно-следственные связи процессов разрушений соединений, приводящих к отказам изделий. Наиболее остро проблема определения причин отказов тяжело нагруженных изделий касается буровых долот. Ресурсные испытания буровых шарошечных долот с бесепараторными опорами типа ПГВ установили факт, что в большинстве случаев отказ долота зависит от работоспособности многорядных роликовых опор долота и определяется временем наступления заклинивания роликов в опоре.

По существующей технологии детали многорядных роликовых опор буровых долот: шарошка — 4, цапфа лапы — 3, большие и малые ролики — 2 и 1 (рис. 1) изготавливают с высокой точностью (по качеству Н9), а величина диаметрального, кольцевого и торцового зазоров обеспечивается способом селективной сборки. Как показывает многолетний опыт эксплуатации долот, использованный в технологии изготовления принцип стабилизации размерных параметров деталей не устраняет риска от внезапного заклинивания роликов в соединение. При использовании технологии неупорядоченной и неструктурированной сборки, долото приходит в неработоспособное состояние, еще не выработав запланированный ресурс.

На рис. 1 указаны геометрические параметры (торцовые зазоры на малой и большой роликовых дорожках Δ_T^M, Δ_T^B ; диаметральные зазоры на малой и большой роликовых дорожках Δ_d^M, Δ_d^B ; кольцевые зазоры на малой и большой роликовых дорожках Δ_k^M, Δ_k^B ; фаски малых и больших роликов $h \times \mu, H \times \lambda$; диаметры малых и больших роликов d, D ; оси симметрии соответственно большой роликовой дорожки цапфы, большой роликовой дорожки шарошки, большого ролика, малого ролика, малой роликовой дорожки шарошки, малой роликовой дорожки цапфы А, Б, В, Г, Д, Ж), участвующие в механике разрушения бесепаратных роликовых опор. В результате неконтролируемых технологических параметров сборочных процессов предсказать время наступления события, связанного с критическим изменением значений этих параметров в процессе эксплуатации не представляется возможным.

В работе исследованы те конструкции буровых долот, в которых влияние ряда шариков — 5 (рис. 1) можно исключить из схемы напряженного состояния роликовой опоры. Радиальный зазор в роликовой дорожке равен 0,07...0,08 мм, тогда как в шариковой — 0,3...0,5 мм. По этой причине шарики не воспринимают эксплуатационной нагрузки в поре долота.

Проведенный статистический анализ видов разрушений тяжело нагруженных опор буровых долот, выработавших свой ресурс, выявил доминирующее влияние разрушения в виде сколов по ребру роликов, образованных пересечением поверхностей конуса фаски и торца. Такие виды разрушения отражены на фотографии (рис. 2), где отчетливо видны сколы по ребру каждого ролика.

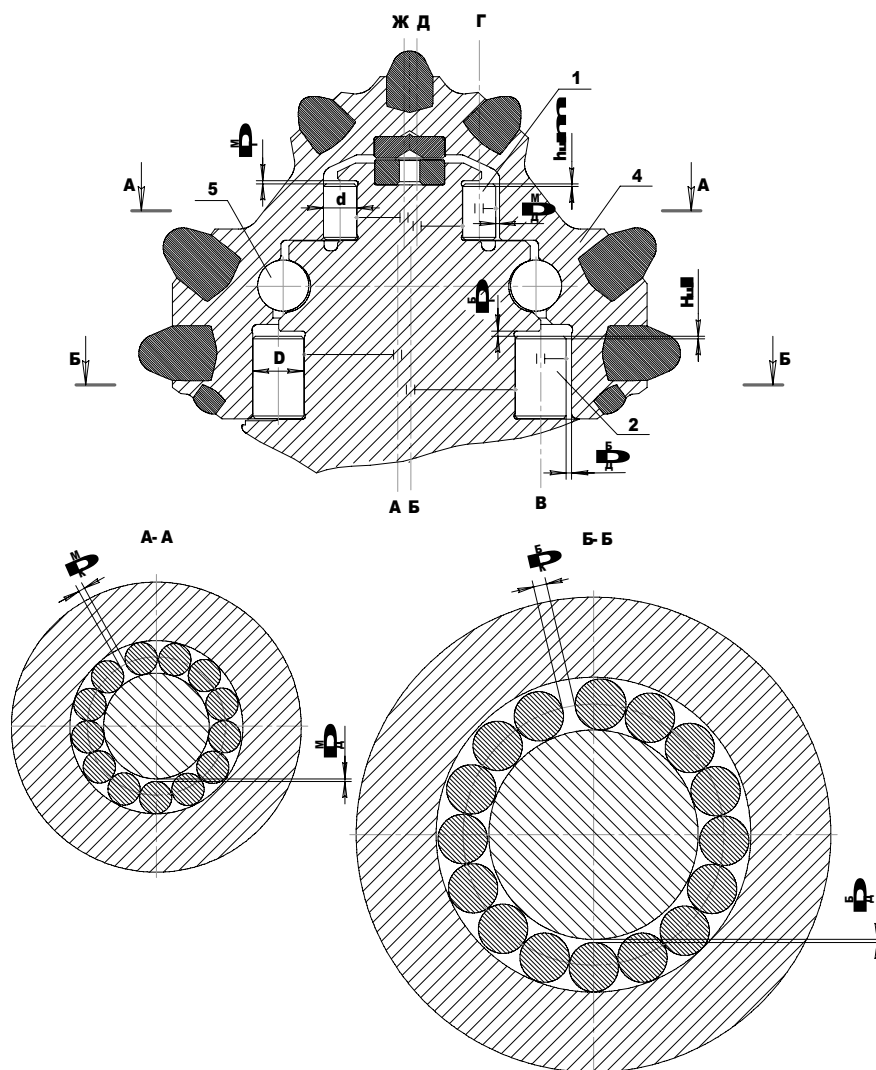


Рис. 1. Геометрические параметры многорядной роликовой опоры бурового долота



Рис. 2. Виды разрушения роликов

Отколовшиеся фрагменты тел качения, попадая на роликовую дорожку, также способствуют заклиниванию опоры. Это может являться причиной, приводящей к нарушению работоспособности бурового долота. Причины, которые приводят к разрушению в виде сколов по ребру роликов, могут быть исследованы с помощью модели, описывающей деформационно-напряженные состояния соединений, построенной на принципах теории конечных элементов.

Интенсивный износ и скол роликов по ребру и диаметру изменяет значение торцовых, диаметральных и кольцевых зазоров относительно начального состояния подвижного соединения, что приводит к развороту роликов в трехмерном пространстве собственной оси симметрии В и, как следствие, к заклиниванию роликов в одной из трех опор бурового шарошечного долота (рис. 3).

Характер расположения заклинивших роликов в отработанной опоре и виды их износа указывают на связь технологического фактора (изменение поло-

жения осей симметрии Б роликов в пределах областей кольцевых, торцовых и диаметральных зазоров) и конструктивных параметров фасок с процессами разрушения тел качения и заклинивания опоры при взаимодействии торцов роликов с торцевыми поверхностями цапфы лапы бурового долота.



Рис. 3. Заклинивание больших роликов в бесшаровой опоре долота

На основании стабильного характера отказа опор по причинам заклинивания (рис. 3) и разрушения роликов (рис. 2) выбран критерий максимального контактного давления ролика K_{σ} , оценивающий работоспособность подвижного соединения.

На первом этапе построения математической 3D модели необходимо представить соединение ролика с беговой дорожкой цапфы лапы в электронном виде, используя прикладные пакеты программных продуктов CAD CAM и интерактивную систему автоматизации проектирования, инженерного анализа и изготовления – Unigraphics NX.

На следующем этапе построенные математические 3D модели импортируются в программу ANSYS, которая представляет собой многоцелевой пакет проектирования и анализа деформационно-напряженного состояния соединения. В вышеуказанной программе к импортированной математической модели ролика прикладываются усилия, которые действуют на ролики во время эксплуатации долота. Эти усилия стремятся развернуть ролик вокруг собственной оси симметрии. Далее рассматриваются отклики системы на приложенные усилия в виде распределения напряжений.

Для управления процессом разрушения роликов и их заклинивания на этапе изготовления роликовых опор необходимо выявить конструктивный параметр ролика, отвечающий за его дальнейшую работу, и предложить конструкторское и технологическое решение по снижению риска отказа долота по этой причине. В качестве конструктивного параметра был выбран угол фаски ролика.

При начальной величине угла фаски ролика λ , равной 45° , заданной конструктором, максимальные напряжения, возникающие в месте контакта ролика с торцевыми поверхностями цапфы лапы ролика $\max_{(45)} K_{\sigma} = 893$ МПа (рис. 5).

Изменим, значение переменного параметра угла фаски в модели, увеличив его величину на 15° , т. е. сделаем ее равной 60° и проанализируем модель. Максимальные напряжения, возникшие на торцах ролика, составили $\max_{(60)} K_{\sigma} = 812$ МПа, что на 10 % меньше, чем в случае с фаской с углом 45° .

На рис. 4 представлен график изменения максимальных напряжений K_{σ} от угла фаски ролика λ .

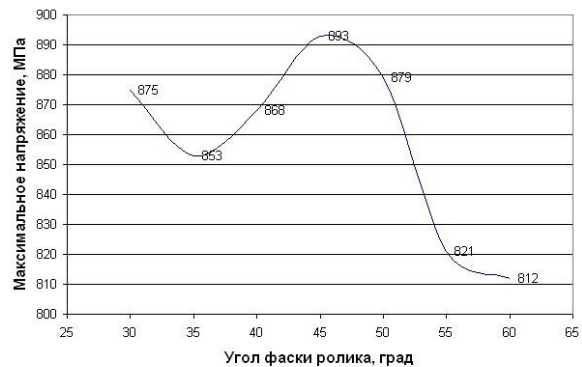


Рис. 4. Зависимость максимального напряжения, возникающего в месте контакта ролика с торцевыми поверхностями цапфы лапы, от угла фаски ролика

Далее смоделируем ролик с разными углами фаски, сверху сделаем 30° , снизу 60° и проанализируем модель. Максимальные напряжения, возникшие в месте контакта, составили $\max_{(30 \times 60)} K_{\sigma} = 732$ МПа, что на 18 % меньше, чем в случае с исходной фаской с углом 45° , заданной конструктором.

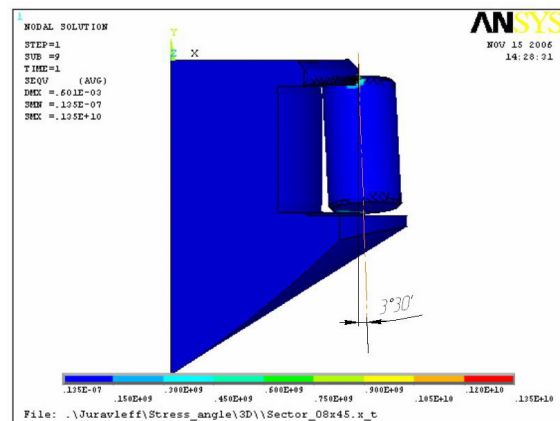


Рис. 5. Интенсивность напряжений при взаимодействии ролика с деталями опоры

Как видно из рис. 5, при взаимодействии ролика с углом фаски, равной согласно конструкторской документации 45° с торцевыми поверхностями цапфы лапы, его отжимает от поверхности беговой дорожки. В этом случае происходит перекося осью ролика В по отношению к осям симметрии А и Б на угол $3^\circ 30'$, что приводит к значительному повышению удельного давления на торцовую поверхность цапфы и интенсивному износу этих поверхностей (см. следы износа, рис. 3). Кроме того, перекося осью ролика вызывает смещение торцевой поверхности ролика, величина которого перекрывает



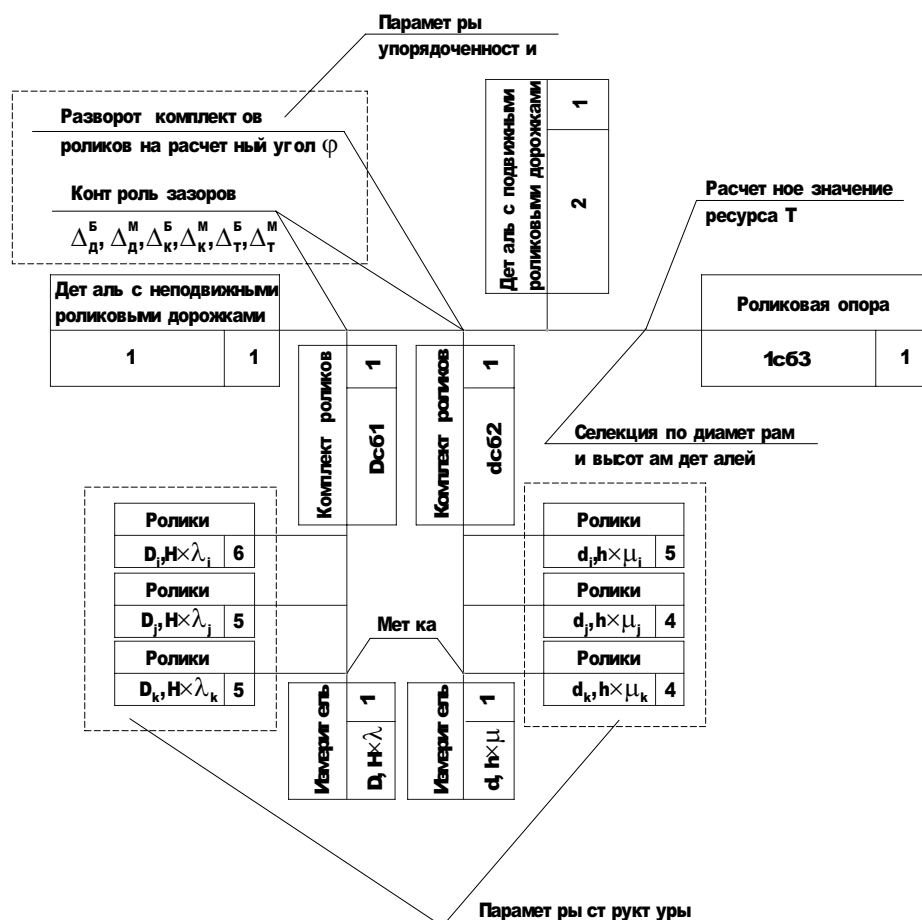
Рис. 6. Заклинившая опора бурового горнорудного долота

величины торцевого зазора Δ_r^B . Если смещение будет больше, чем диаметральный зазор в роликовой опоре Δ_d^B , то ролик будет упираться в роликовую дорожку шарошки и создавать при этом контакте дополнительный момент сил, усиливающих эффект от перекоса, что приводит к заклиниванию роликовой опоры и выходу из строя всего бурового долота.

Достоверность результатов полученных путем математического моделирования подтверждается совпадением с данными полевых испытаний. При заклинивании роликов (рис. 6) виден их отжим от поверхности беговой дорожки цапфы лапы долота, а величина перекоса равна $3^\circ 40'$.

Выполненные исследования напряженного состояния роликовых опор выявили следующее свойство подвижных соединений роликовой опоры:

- доминирующее влияние параметров фаски по торцевой поверхности роликов, контактирующей с неподвижным буртиком цапфы лапы и подвижным торцом шарошки бурового долота, приводит к асимметрии процессов разрушения;
- асимметрия максимальной величины пластического деформирования роликов определяется смещением $\max K_\sigma$ в сторону подвижного торца шарошки долота относительно плоскости симметрии роликов.

Рис. 7. Схема узловой упорядоченной сборки многорядных роликовых опор: i, j, k – обозначение селективной группы

Эти факты, установленные с помощью модели, позволяют разработать упорядоченную сборку роликовых опор с учетом свойств оптимальной структуры взаимодействия деталей. На рис. 7 представлена схема узловой сборки многорядных роликовых опор бесцепараторного типа с учетом оптимальной структуры взаимодействия деталей [3, 4].

В результате проведенных исследований было выявлено следующее:

1. Конструктивным оптимальным параметром роликов большой и малой роликовых дорожек должен быть переменный угол фаски роликов (30° и 60°).
2. Комплектация роликов при установке их на роликовые дорожки должна осуществляться методом структурной упорядоченности, т. е. торцевой

ролика с меньшим углом фаски должен контактировать с буртиком шарошки, а с большим углом фаски с торцом цапфы.

3. Наличие конструктивных изменений фасок позволит ввести структуру в сборочный процесс расположения роликов в опоре относительно их плоскости симметрии и стабилизировать процесс взаимодействия деталей роликовых опор, обеспечивая устойчивость кинематических связей.

Тематика работы входит в состав научно-исследовательских работ, проводимых в рамках тематического плана Самарского государственного технического университета по заданию Федерального агентства по образованию на 2006–2009 гг. по теме «Разработка теоретических основ структурно упорядоченной сборки тяжело нагруженных изделий машиностроения», номер государственной регистрации НИР 01.2.006 06882.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Журавлев А.Н., Рыльцев И.К. Упорядоченная сборка опор буровых шарошечных долот // Вестник Самарского научного центра Российской Академии наук. – 2005. – Т. 7. – С. 442–449.
2. Журавлев А.Н. Упорядоченная сборка двухрядных роликовых опор // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 10. – С. 14–17.
3. Журавлев А.Н. Влияние структурного фактора упорядоченной сборки на динамические параметры роликовых опор // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 2. – С. 25–27.
4. Богомолов Р.М., Морозов Л.В. Селективная компьютерная сборка буровых шарошечных долот // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2003. – № 6. – С. 34–38.

Поступила 30.12.2006 г.

УДК 621.879.322.017.3:004.942

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ НАПОРА И ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

В.М. Завьялов, И.Ю. Семькина

Кузбасский государственный технический университет, г. Кемерово
E-mail: Zaval@hotmail.ru

Обоснована необходимость разработки нового подхода к моделированию электроприводов подъема и напора карьерного экскаватора в процессе копания. Показаны отличия предлагаемой математической модели от традиционного подхода. Выявлены недостатки существующих систем управления экскаваторными электроприводами и предложен способ их устранения.

Важным звеном в технологической цепи открытой добычи полезных ископаемых является экскавация породы. Вместе с тем, в последнее время происходит снижение основных технико-экономических показателей использования оборудования карьеров, в том числе и карьерных экскаваторов. Частично это объясняется недостаточной надежностью эксплуатируемых машин. Поиск путей дальнейшего повышения технического уровня карьерных экскаваторов требует разработки математической модели, адекватно описывающей их основные рабочие процессы.

Для описания динамических процессов, протекающих при работе карьерных экскаваторов, кинематические схемы его приводов представляют в виде многомассовых механических систем. При этом

весьма распространен подход, согласно которому полные расчетные схемы приводов упрощают до двухмассовых [1, 2]. Параметры таких расчетных схем принимают постоянными. Однако в действительности параметры расчетных схем приводов экскаватора в процессе работы изменяются. Таким образом, применение стандартного подхода приводит к ошибкам при определении нагрузок конкретных узлов карьерных экскаваторов и затрудняет исследования в области повышения их надежности.

Наиболее сложной операцией, совершаемой карьерным экскаватором, с точки зрения возникновения внешних нагрузок является процесс копания, в связи с чем весьма актуальной задачей является описание работы карьерного экскаватора именно в этом режиме.