

А. Я. Некрасов, к.т.н., доц., **М. О. Арбузов**, к.т.н., доц., **А. Н. Соболев**, к.т.н., доц., МГТУ «СТАНКИН»,

E-mail: stankin-okm@yandex.ru

Рационализация статического нагружения деталей силовых многоконтактных механизмов горных машин

Рассмотрены вопросы разработки методов рационализации статического нагружения деталей силовых многоконтактных механизмов горных машин – передач, соединений, подшипников, муфт на этапе конструкторского проектирования с целью повышения их надёжности.

Ключевые слова: рационализация, статическоенагружение, элементы контакта, механизмы.

A.Y. Nekrasov, M.O. Arbuzov, A.N. Sobolev

A Rationalization of Static Load of Details of Force Multicontact Mechanisms of Mining Machines

In this article questions of working out of methods of rationalization of static load of details of force multicontact mechanisms of mining machines – transmissions, connection joints, bearings, muffs on the stage of constructing design with the aim of the rise of their reliability are considered.

Keywords: rationalization, static load, contact elements, mechanisms.

1. Актуальность вопроса

В горном машиностроении в качестве ответственных узлов машин широко применяются силовые многоконтактные механизмы (СММ): передачи (волновые, винтовые, зубчатоременные, цепные); соединения (резьбовые, шпоночные, шлицевые); подшипники (радиальные, радиально-упорные, упорные); соединительные муфты (зубчатые, цепные) (рис.1).



Надёжность и работоспособность подобных СММ в первую очередь определяются прочностью элементов контакта (зубьев, витков, гребней и т.д.), передающих максимальную статическую нагрузку [1, 2].

Возросшие требования к горному оборудованию с точки зрения обеспечения его надёжности, а также сокращения сроков его разработки с целью скорейшего внедрения, вызывают необходимость всестороннего подхода к оценке прочности деталей и узлов создаваемого оборудования уже на начальных стадиях проектирования.

При исследовании проблематики прочности деталей и узлов горного оборудования первоочередное внимание уделяется отдельным вопросам, связанным с конструированием и функционированием. В этой области изучаются, в частности, задачи по расчёту контактных напряжений, а также выбору оптимальных режимов эксплуатации машин [3].

Широкий спектр поставленных в этом направлении работы задач предопределяет необходимость комплексного исследования вопросов управления статическим нагружением элементов контакта взаимодействующих деталей СММ. Многочисленными теоретическими и экспериментальными исследованиями (напр., [4]) установлено, что, как правило, внешняя нагрузка (осевая или окружная сила) в СММ распределяется неравномерно. Неравномерность распределения статической нагрузки приводит к повышенной местной контактной напряжённости, что снижает прочность контактирующих элементов и негативно влияет как на нагрузочную способность устройства, так и на сопротивление усталости при наличии переменных нагрузок [1,2]. Анализ и рационализация схемы статического нагружения позволят уточнить проектировочный расчёт и обеспечить при проектировании конструктивные параметры с целью получения наиболее равномерного распределения статической нагрузки по элементам контакта и, тем самым, повысить эффективность функционирования и надёжность СММ, снизить их габариты, массу и стоимость.

В результате анализа современного состояния вопроса выявлено, что следующие вопросы не рассмотрены в настоящее время во взаимосвязи и недостаточно разработаны: а) исследование физической сущности взаимодействия конструктивных элементов деталей СММ; б) исследование СММ как системных объектов; в) построение управляемых функциональных математических моделей СММ.

Таким образом, разработка методов и средств рационализации статического нагружения деталей СММ горных машин является в настоящее время актуальной задачей.

2. Функциональные и структурные взаимосвязи СММ

Понятие о МКП. СММ представляют собой одно или два подвижных (или неподвижных) соединений двух звеньев с множеством элементов контакта (ЭК). Таким образом, образующими компонентами структуры

СММ являются одна или две многоконтактные кинематические пары (МКП) [5].

Функциональные и структурные взаимосвязи СММ. При комплексном исследовании вопросов, связанных с повышением эффективности функционирования СММ, рациональным является применение системного подхода, позволяющего строить адекватные действительности модели, отображающие функции и многоуровневую структуру объектов исследования [6,7].

На базе представления СММ как системных объектов исследованы их функциональные и структурные взаимосвязи (рис.2 и рис.3).

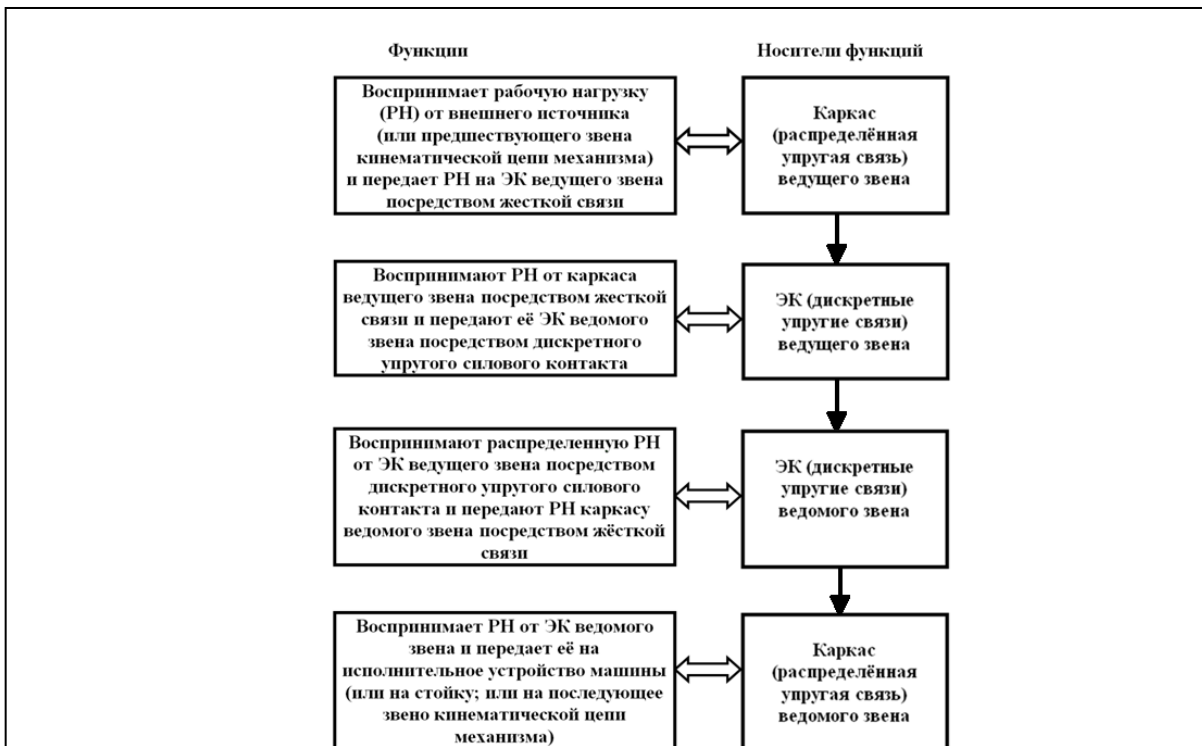


Рис.2. Функциональная схема СММ, представленная в виде силовой цепи, в которой чередуются элементы конструкции и жёсткие и упругие связи

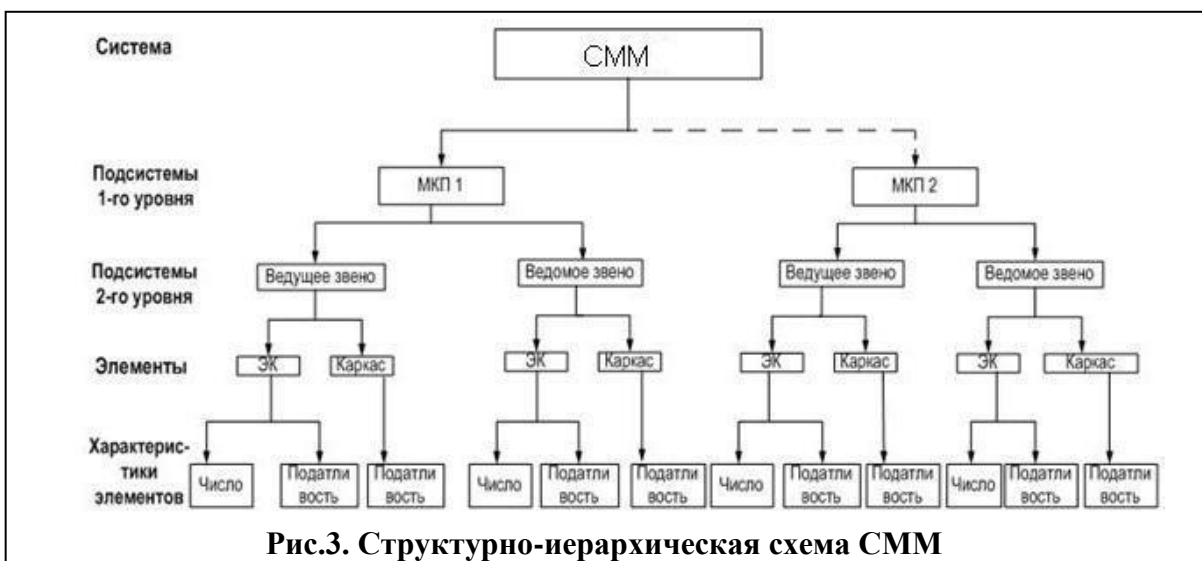


Рис.3. Структурно-иерархическая схема СММ

3. Управляемая функциональная математическая модель (УФММ) СММ

Предпосылки разработки УФММ. Приняты следующие предпосылки.

1. Шаги ЭК на ведущем и ведомом звеньях МКП равны и выполнены идеально точно. Эта предпосылка является предварительной.

2. Материалы ЭК и каркаса (основы) звена полагаются упругими и подчиняющимися закону Гука. Коэффициенты податливости всех ЭК и каркасов звеньев на всей длине соединения одинаковые.

3. Полезная нагрузка передаётся за счёт упругих деформаций сжатия боковых поверхностей ЭК в соответствии с гипотезой плоских сечений Д. Бернулли.

4. На основании принципа Сен-Венана считается, что нагрузка распределяется по ЭК в виде сосредоточенных сил, приложенных на середине высоты ЭК.

5. Влияние тепловых деформаций, шероховатости поверхностей контактирующих деталей, монтажных зазоров не учитывается.

6. Применяется дискретный метод решения: рассматривается изолированная работа каждой пары ЭК.

Логика и алгоритмы управления контактным нагружением. Переменными УФММ приняты следующие параметры подсистемы «МКП»:

а) внутренняя сила (в долях внешней силы), приходящаяся на i -тый ЭК F_i , Н;

б) характеристики продольной жёсткости (коэффициенты податливости) каркасов соответственно ведущего (А) и ведомого (Б) звеньев: $C_{карА}$, $C_{карБ}$, мм/Н;

в) характеристики продольной жёсткости (коэффициенты податливости) ЭК соответственно ведущего (А) и ведомого (Б) звеньев: $C_{ЭКА}$, $C_{ЭКБ}$, мм/Н;

г) число пар ЭК в силовой зоне МКП n ;

д) дополнительная нагрузка, возникающая вследствие наличия накопленной погрешности шагов звеньев $F_i^{(\Delta t)}$, Н (обозначено: Δt - абсолютная разность действительных размеров шагов ведущего и ведомого звеньев, мм);

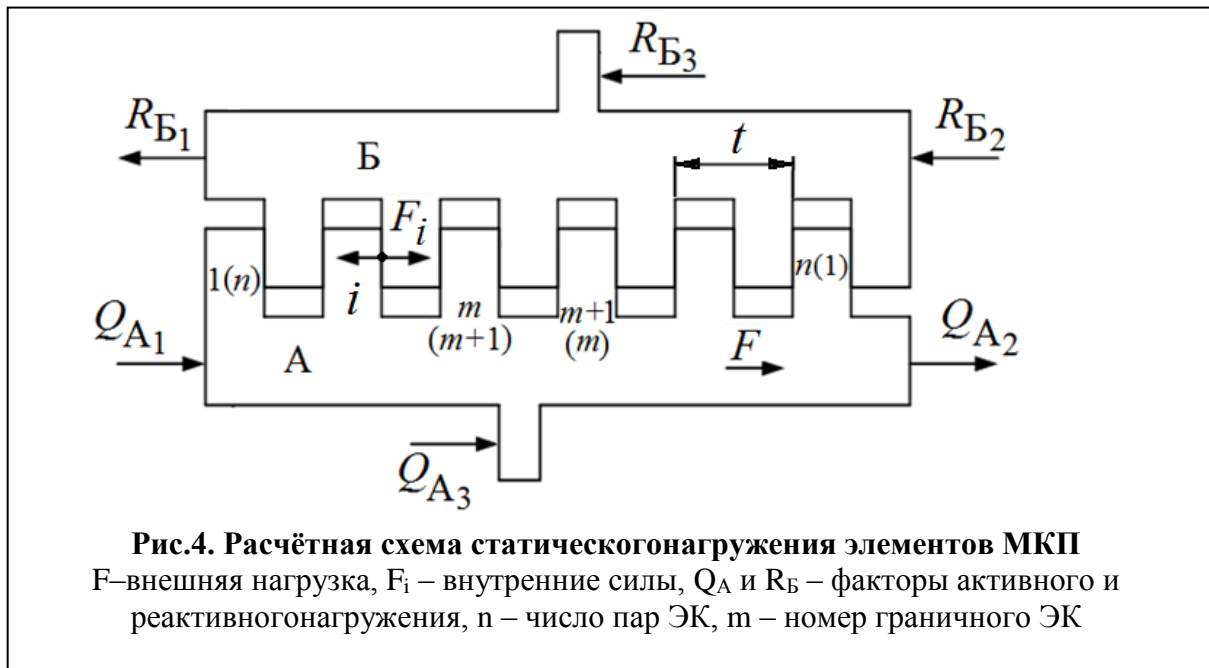
е) дополнительная нагрузка, возникающая вследствие наличия отдельной ошибки шага $F_i^{(\Delta t_0)}$, Н (обозначено: Δt_0 - ошибка шага, приходящаяся на отдельный ЭК, мм).

Параметры Δt и Δt_0 являются экзогенными независимыми переменными.

Расчётная схема статического нагружения МКП. На основе анализа применяющихся в машиностроении геометрических форм профиля ЭК различных СММ для моделирования процесса статического

нагружения звеньев МКП принята прямобочная форма профиля ЭК, а взаимодействие звеньев МКП принято эквивалентным многопарному зацеплению ведущей (А) и ведомой (Б) зубчатых реек (гребёнок) с номинальным шагом зубьев t (рис. 4). В связи с этим вводится предпосылка №7: так как профиль ЭК принят прямобочным, то влияние радиальных усилий и поперечных деформаций не учитывается.

Расчётная схема статического нагружения элементов МКП, приведенная на рис. 4, построена с использованием принципа освобождения от связей в статике: связи (опоры) заменены реакциями.



В разрабатываемой УФММ параметры F , Q_A , R_B являются экзогенными независимыми переменными. Параметры F_i являются эндогенными зависимыми переменными (причём отсчёт номеров ЭК i производится от точки приложения силы Q_A). Параметр n может являться как независимой, так и управляемой переменной в зависимости от накладываемых ограничений [8].

Расчётная схема отображает множество возможных вариантов статического нагружения звеньев МКП. Далее рассмотрены основные варианты нагружения.

$$1) Q_{A1} = R_{B2} = F, \quad Q_{A2} = Q_{A3} = R_{B1} = R_{B3} = 0.$$

Каркасы ведущего и ведомого звеньев испытывают деформации сжатия.

Пример подобной МКП – соединение установочным винтом.

$$2) Q_{A2} = R_{B1} = F, \quad Q_{A1} = Q_{A3} = R_{B2} = R_{B3} = 0.$$

Каркасы ведущего и ведомого звеньев испытывают деформации растяжения. Пример подобной МКП – болтовое соединение с гайкой растяжения.

$$3) Q_{A2} = R_{B2} = F, \quad Q_{A1} = Q_{A3} = R_{B1} = R_{B3} = 0.$$

Каркас ведущего звена испытывает растяжение, а каркас ведомого - сжатие.

Пример подобной МКП – болтовое соединение с гайкой сжатия.

$$4) Q_{A1} = R_{B1} = F, \quad Q_{A2} = Q_{A3} = R_{B2} = R_{B3} = 0.$$

Каркас ведущего звена испытывает сжатие, а каркас ведомого - растяжение.

Пример подобной МКП – пара “ведущий шкив – зубчатый ремень”.

$$5.1) Q_{A1} = R_{B3} = F, \quad Q_{A2} = Q_{A3} = R_{B1} = R_{B2} = 0;$$

$$5.2) Q_{A2} = R_{B3} = F, \quad Q_{A1} = Q_{A3} = R_{B1} = R_{B2} = 0;$$

$$5.3) Q_{A3} = R_{B1} = F, \quad Q_{A1} = Q_{A2} = R_{B2} = R_{B3} = 0;$$

$$5.4) Q_{A3} = R_{B2} = F, \quad Q_{A1} = Q_{A2} = R_{B1} = R_{B3} = 0.$$

В схемах нагружения (5.1–5.4) каркас одного из звеньев подвергается комбинированной деформации: в зоне $(1 \dots m)$ сжатию, а в зоне $((m + 1) \dots n)$ – растяжению, или наоборот. Примерами подобных МКП являются болтовые соединения с гайкой растяжения-сжатия (схема (5.2)) и различные варианты конструкций упорных гребенчатых подшипников и винтовых передач [9].

Физико-математическая база формализации. В качестве физико-математической базы формализации зависимостей между экзогенными и эндогенными переменными УФММ приняты уравнения совместности деформаций в перемещениях двух соседних ЭК и участков каркасов звеньев на величине шага между этими ЭК, составленные на основе дискретной модели взаимодействия элементов МКП, и уравнения равновесия статики [2,5,7,8].

Алгоритмы определения статических нагрузок. При решении задачи о распределении внешней нагрузки между ЭК МКП с учётом предпосылки №1 введены системы линейных уравнений для определения значений внутренних усилий, приходящихся на каждый ЭК. Системы уравнений содержат n неизвестных F_1, F_2, \dots, F_n и постоянные величины $F, C_{карА}, C_{карБ}, C_{ЭКА}, C_{ЭКБ}$ [5,7,8].

Однако в действительности отклонения значений шагов вносят существенные изменения в схему распределения статической нагрузки между ЭК МКП. Наличие ошибок в шагах вызывает деформации ЭК и, следовательно, напряжения дополнительно к напряжениям от действия внешнего усилия. Эти дополнительные напряжения создают силы, дополнительно нагружающие одни ЭК и разгружающие другие. Исследование характера дополнительного нагружения ЭК позволит уточнить расчёт и дать рекомендации по точности изготовления деталей СММ.

При решении задачи о перераспределении нагрузок между ЭК при наличии накопленной погрешности шага и ошибки отдельного шага у ведущего или ведомого звена МКП введены системы линейных уравнений

для определения значений дополнительных нагрузок на ЭК. Системы уравнений содержат n неизвестных: $F_1^{(\Delta t)}, F_2^{(\Delta t)}, \dots, F_n^{(\Delta t)}$ для первого случая; $F_1^{(\Delta t_0)}, F_2^{(\Delta t_0)}, \dots, F_n^{(\Delta t_0)}$ для второго случая; постоянные величины $C_{карА}, C_{карБ}, C_{экА}, C_{экБ}, \Delta t (\Delta t_0)$ [5,7,8].

Алгоритмы рационализации статического нагружения. Пользуясь полученными зависимостями, можно подобрать такое значение постоянной разности значений шагов Δt с целью разгрузить одни ЭК, наиболее нагруженные внешней силой, и дополнительно нагрузить другие ЭК, слабо нагруженные внешней силой, что в результате все ЭК в силовой зоне МКП будут нагружены почти одинаково, то есть каждый из них будет передавать нагрузку, примерно равную (F/n) . Постоянная разность значений шагов Δt задаётся конструктором при проектировании деталей СММ. При этом одна из контактирующих деталей может выполняться с шагом номинального значения, а вторая с верхним или нижним преднамеренным отклонением размера шага. Таким образом, в УФММ параметр Δt может использоваться не только как независимая переменная, но и в качестве второй управляемой переменной при действующих ограничениях: значениях внешней силы F , податливости ЭК ($C_{экА}, C_{экБ}$) и каркасов звеньев ($C_{карА}, C_{карБ}$), числе пар ЭК в силовой зоне n [10].

Обеспечение приближённого равенства нагрузок на все ЭК в силовой зоне МКП в УФММ реализуется выполнением условия

$$F_i + F_i^{(\Delta t)} \approx \frac{F}{n} \quad (1)$$

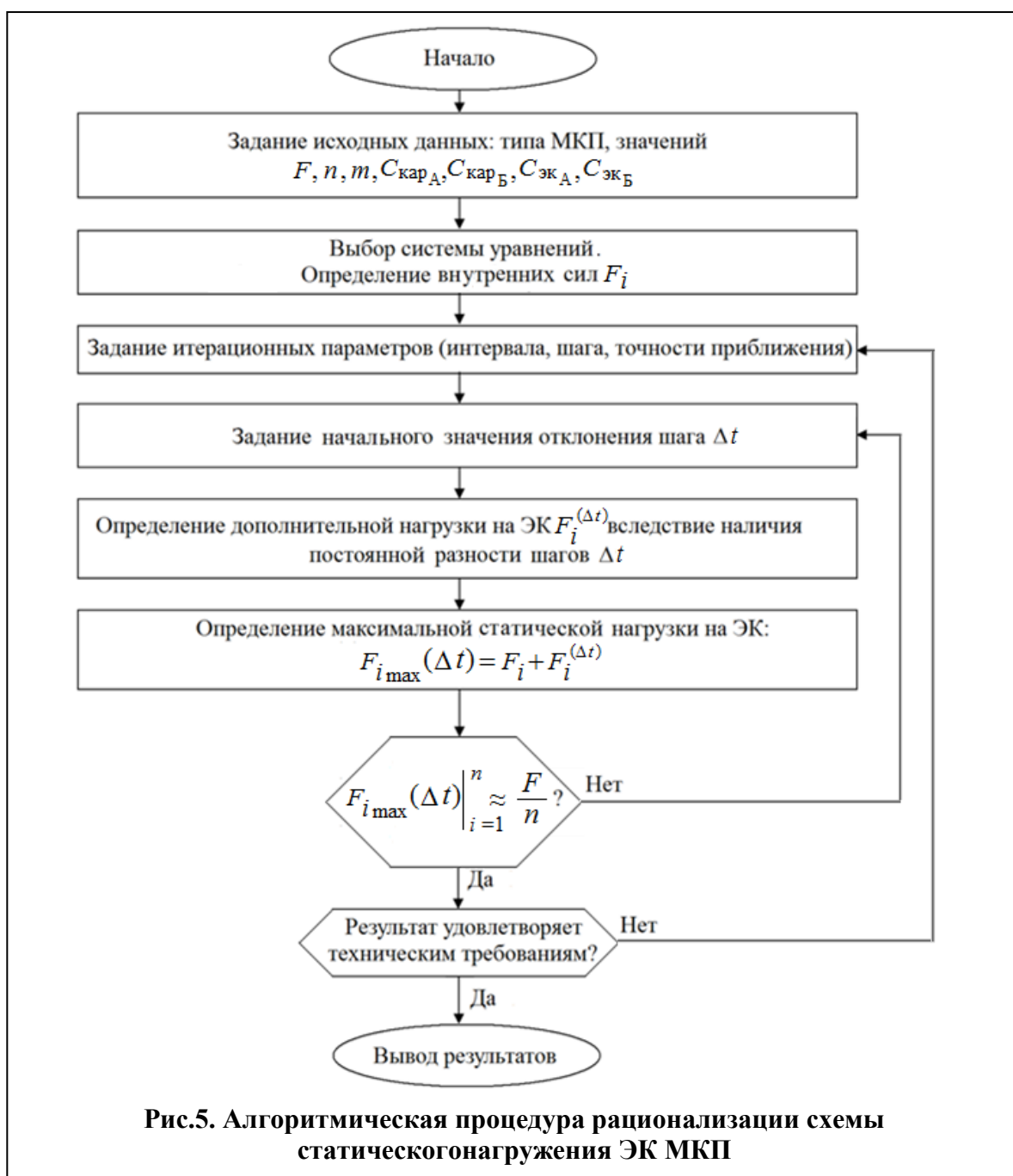
При численном решении задачи рационализации схемы распределения нагрузок между ЭК МКП целевая функция выражается как

$$f(\Delta t) = \sum_{i=1}^n (F/n - F_{i_{\max}}(\Delta t))^2 \rightarrow \min \text{ (где } F_{i_{\max}}(\Delta t) = (F_i + F_i^{(\Delta t)}) \text{)}. \quad (2)$$

В данном случае при минимизации целевой функции (2) варьируется один скалярный параметр Δt , поэтому необходимо решить задачу одномерной минимизации. Эта задача в УФММ решается методом золотого сечения. Метод золотого сечения сходится со скоростью геометрической прогрессии, знаменатель которой $q = \frac{2}{\sqrt{5}+1} \approx 0,62$.

Алгоритм рационализации статического нагружения ЭК МКП приведён на рис.5.

Использование параметра n как управляемой переменной. Для наиболее нагруженного j -го ЭК для данного значения внешней силы F определяется его коэффициент перегрузки: $K_F = F_j / F$. На основе графика зависимости $f = K_F(n)$ выбирается рациональное число пар ЭК в силовой зоне МКП, т.е. то, при котором коэффициент перегрузки K_F имеет минимальное значение [11].



4. Заключение

Построенная управляемая функциональная математическая модель СММ позволила разработать структуру и алгоритмы автоматизированной системы рационализации статического нагружения деталей СММ горных машин, которая может быть включена в конструкторско-технологические системы более высокого уровня. Как неоднократно отмечалось в трудах учёных МГТУ «СТАНКИН», внедрение средств автоматизации в процесс

проектирования объектов машиностроения является важнейшим условием повышения его эффективности [9,10,12].

Список литературы

1. **Иосилевич Г.Б.** Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. –М.: Машиностроение. – 1981. – 224 с.
2. **Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчёт на прочность деталей машин // Справочник. 4-е изд., перераб. и дополн. – М.: Машиностроение. – 1993. – 702с.
3. **Гуревич Ю.Е., Выров Б.Я, Косов М.Г., Кузнецов А.П.** Инженерные основы расчётов деталей машин // учебник – М.: КНОРУС – 2013. – 480 с.
4. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** К вопросу о схеме нагружения зубьев звёздочек цепных передач // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – №3(22). – С. 33-36.
5. **Некрасов А.Я.** Автоматизированная система анализа схемы распределения нагрузки в многоконтактных кинематических парах: математические модели и расчётная методика // Вестник МГТУ «Станкин». – 2011. – №2(14). – С. 8-13.
6. **Прохоров А.Ф.** Конструктор и ЭВМ. – М.: Машиностроение. – 1987. – 272с.
7. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** Исследование механических устройств с многопарным силовым контактом // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – №2(20). – С. 20-24.
8. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** Математическая модель нагружения звеньев механических устройств с многопарным силовым контактом // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – №1(18). – С. 32-36.
9. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** Автоматизированный расчёт статических нагрузок витков болтовых соединений // Вестник МГТУ «Станкин». – 2013. – №1(24). – С. 66-69.
10. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** Алгоритм рационализации контактного нагружения элементов многопарного зацепления на основе дискретной модели // Вестник МГТУ «Станкин». – 2013. – №2(25). – С.80-85.
11. **Некрасов А.Я., Арбузов М.О.** К вопросу назначения числа зубьев ведущего шкива в зубчатременной передаче по критерию равномерности распределения нагрузки // Вестник МГТУ «Станкин». – 2010. – №3(11). – С. 41-46.
12. **Соболев А.Н., Косов М.Г.** Автоматизация кинематического и динамического анализа технологических машин // Вестник МГТУ «Станкин». – 2010. – №2(10). – С. 32-36.