

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Михаил Николаевич ПОПОВ

Политехнический институт, Пермь - СССР

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ПОДВЕСКИ РАМЫ ШАХТНЫХ ЭЛЕКТРОВЗОВ

Резюме. Рассмотрено применение математического моделирования при проектировании и расчёте шахтных электровозов. Показано его место в общей цепи задач по оптимизации динамически напряженного узла-подвески рамы. В качестве наиболее эффективного способа конструктивного решения обоснована независимая система подвески с пружинными амортизаторами и гидрогасителями одностороннего действия. Показаны масштабы задачи при моделировании и обобщенный алгоритм решения. Методом исследования выбрано исчисление конечных разностей. Представлено техническое решение, выполненное на основе оптимизации конструкции с применением моделирования и внедренное на четырнадцатитонных контактных электровозах, более трехсот экземпляров которых около двух лет эксплуатируется на шахтах СССР.

Введение математического моделирования в проектирование и расчет шахтных электровозов позволяет при небольших экономических затратах осуществить решение задач большой размерности по оптимизации конструкции электровоза. Особенно эффективен этот метод при разработке такого ответственного и сложного в расчетах узла, каким является подвеска рамы электровоза, удачное решение которой снижает динамику машины, улучшает комфорт управления и повышает устойчивость сцепления ведущих колес.

Преимуществом математического моделирования является вовлечение в расчет и исследование предельно большого числа параметров с сочетанием аналитического подхода и конструкторского опыта. Поэтому в общей цепи последовательностей решений в первый этап должна включаться оптимизация конструкции в функциональном плане и с точки зрения повышения технологичности её производства и эксплуатации. Другие вопросы, не менее важные, но с меньшим числом альтернатив, такие, как способы увеличения надёжности, изучение психического навыка, сложившегося при обслуживании шахтных электровозов с тем, чтобы обеспечить быстрее внедрение, занимают подчиненное место и решаются на последующих этапах.

Такие формы подхода к оптимизации конструкции подвески рамы выдвинули две предварительные проблемы: выбор типа подвески и выбор типа кинетического аппарата для неё.

Рассмотрим первую проблему.

Подвеска рамы, являющаяся системой амортизаторов, предназначена для восприятия и гашения энергии двух видов колебаний: вертикальных, при действии которых все точки рамы перемещаются в одной фазе, и вращательных, когда рама поворачивается вокруг поперечной или продольной горизонтальной оси электровоза. Особенностью последнего вида колебаний является их зависимость от положения центра тяжести рамы: чем выше находится центр тяжести, тем больше их амплитуда.

Оба вида колебаний опасны для шахтных электровозов из-за небольшого клиренса и часто значительной неровности профиля рельсового пути, поэтому разработчиками были предприняты энергичные поиски способа эффективного гашения колебаний, в результате которых получили распространение две системы подвески рамы. Во-первых, балансирная подвеска с продольными и поперечными балансирными, основанная на принципе взаимодействия отдельных амортизаторов, обеспечивающем гашение колебаний через достижение противоположности фаз колебания. Во-вторых, независимая подвеска, исключая воздействие отраженных силовых факторов.

Оценим эффективность действия балансирной подвески.

Во время движения электровоза его колесные пары наряду с собственными колебаниями испытывают вынужденные колебания, возбуждаемые проходом колесной пары через рельсовый стык. При этом вынужденные колебания вызываются двумя импульсами: первый, непосредственно от прохождения данной колесной пары, второй, как отражение силового воздействия от другой колесной пары. На их частоту влияет скорость движения электровоза, его база — расстояние между колесными парами и расстояние между рельсовыми стыками.

Выпускаемые в СССР контактные шахтные электровозы 4КР1, 7КР, К10 и К14 имеют массы, действующие на один амортизатор подвески рамы, соответственно, 720, 1270, 1974 и 2800 кг. Относительная жесткость подвески, определяемая санитарными нормами и техническими условиями на проектирование электровозов, составляет для одного амортизатора $7 \cdot 10^5$ Н/м. Следовательно, период собственных колебаний ограничен диапазоном 0,20–0,39 секунд.

Возмущающее воздействие рельсовых стыков, исходя из предельно допустимой скорости движения электровозов около 5 м/с, базн 0,9–1,8 м и длины рельсов 8–12,5 м, имеет периоды колебаний в областях 0,18–0,36 и 1,60–2,50 секунд.

Сравнение приведенных периодов собственных и вынужденных колебаний доказывает невозможность существования устойчивой про-

тивоположности фаз колебания амортизаторов, связанных балансиром. Кроме того, при кратности частот и совпадении фаз колебаний возникает процесс взаимного перекачивания энергии между амортизаторами, приводящей к чрезмерной раскачке рамы электровоза. Балансиры в этом случае выступают в роли усилителя колебаний.

Таким образом, динамический анализ балансирных подвесок убеждает в том, что их положительное действие не следует переоценивать.

Независимая подвеска имеет иную картину действия силовых факторов. В колебаниях её амортизаторов очень мала вероятность появления в спектре возбуждающих воздействий гармонических колебаний с периодом, равным периоду собственных колебаний, так как жёсткости рам и амортизаторов несоизмеримы, а массы рамы и ходовых частей имеют один порядок. Поэтому проход колесной пары через стык рельса не может привести к развитию колебаний и при определении параметров независимой подвески необходимо учитывать более опасное воздействие неровности волнообразного профиля пути. В целом, возможности независимой подвески по снижению раскачивания электровоза очень велики, но при этом необходимо оснащение амортизаторов подвески эффективными гасителями колебаний собственной частоты.

Рассмотрим вторую проблему – выбор типа кинетического аппарата.

Границы этого выбора сужены необходимостью поглощения энергии колебаний подвески. Наиболее простые устройства, рессоры, диссипирующие до 20–30 % воспринимаемой энергии, должны быть отклонены, так как из-за высокой жёсткости не отвечают санитарно-гигиеническим нормам. Аналогичным образом можно оценить и резиновые амортизаторы. Обладая свойствами демпфирования – резина относится к материалам с высоким затуханием, – они из-за ограниченных конструкцией электровоза размеров имеют высокие показатели жёсткости, соизмеримые с жёсткостью рамы электровоза. Низкий коэффициент заполнения рабочей диаграммы 0,26 [I] и увеличение жёсткости по мере износа и старения резины также снижают их эксплуатационные свойства.

Значительно выше коэффициент заполнения рабочей диаграммы 0,62 у пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов. Однако известный опыт применения таких аппаратов не позволяет рассматривать их как эффективное средство обеспечения плавного хода электровоза. К существенным недостаткам этого вида кинетических аппаратов следует отнести сложность получения расчётной силовой характеристики, которая может быть достигнута после длительной приработки фрикционных клиньев и корпуса. Как показывает опыт эксплуатации на железнодорожном транспорте, этим аппаратам присуще непостоян-

ство рабочей характеристики, а также склонность к заклиниванию при резких ударах [2].

Применение пневматических гасителей, на первый взгляд, представляется перспективным: электровозы нередко оснащаются источниками сжатого воздуха, что делает возможным, во-первых, преобразовывать в аппаратах меньшего объёма большее количество энергии, во-вторых, рекуперировать энергию колебаний в пневмомагистраль. Однако добиться компактной конструкции всё же не удаётся (диаметр цилиндра 200–300 мм), высока и стоимость пневмоцилиндров, сложно размещать пневмокоммуникации и обслуживать их.

Более высокими эксплуатационными характеристиками обладают пружинно-гидравлические поглощающие аппараты. Они могут иметь силовые характеристики любой формы и легко обеспечивают коэффициент заполнения рабочей диаграммы, равный единице. К их физическим свойствам относится способность автоматического изменения начального сопротивления и жёсткости, что позволяет при постоянном ходе получать энергоёмкость аппарата, соответствующую кинетической энергии удара.

При его выборе было выдвинуто требование сохранения наибольшей подъёмной силы амортизаторов подвески и, в соответствии с этой задачей, принята схема одностороннего действия гидрогасителя без демпфирования восстановления пружины. Такая схема позволяет уменьшить общую реакцию в амортизаторах при движении электровоза на стыках и крестовинах, а также гарантирует создание конструкции с разгрузкой внешних уплотнений от избыточного давления рабочей жидкости.

Дальнейшие формы оптимизации конструкции осуществлялись в рамках моделирования переходных процессов шахтного поезда (рис. 1).

В качестве наиболее сложных условий работы подвески рассматривался пуск шахтного поезда. Глубина задачи выбиралась исходя из экспериментальных данных. К ним следует отнести характеристики магнитного потока возбуждения и индуктивности приводных двигателей, упругого и комбинированного скольжения процесса сцепления, сопротивления передвижению вагонеток, неровности рельсовых путей. Следует отметить, что колебания типичны не только для подвески рамы, но также для процесса сцепления ведущих колес с рельсами и формирования усилия в буферно-сцепном устройстве. Во всех указанных случаях они сильно влияют на тягу и торможение электровоза. По этой причине сцепление ведущих колес моделировалось как колебательный процесс, вызванный изменением коэффициента сцепления и скачками тока, а характеристика межвагонеточной связи включала в себя люфты и дискретные изменения жёсткости в многоступенчатых амортизаторах тяги.

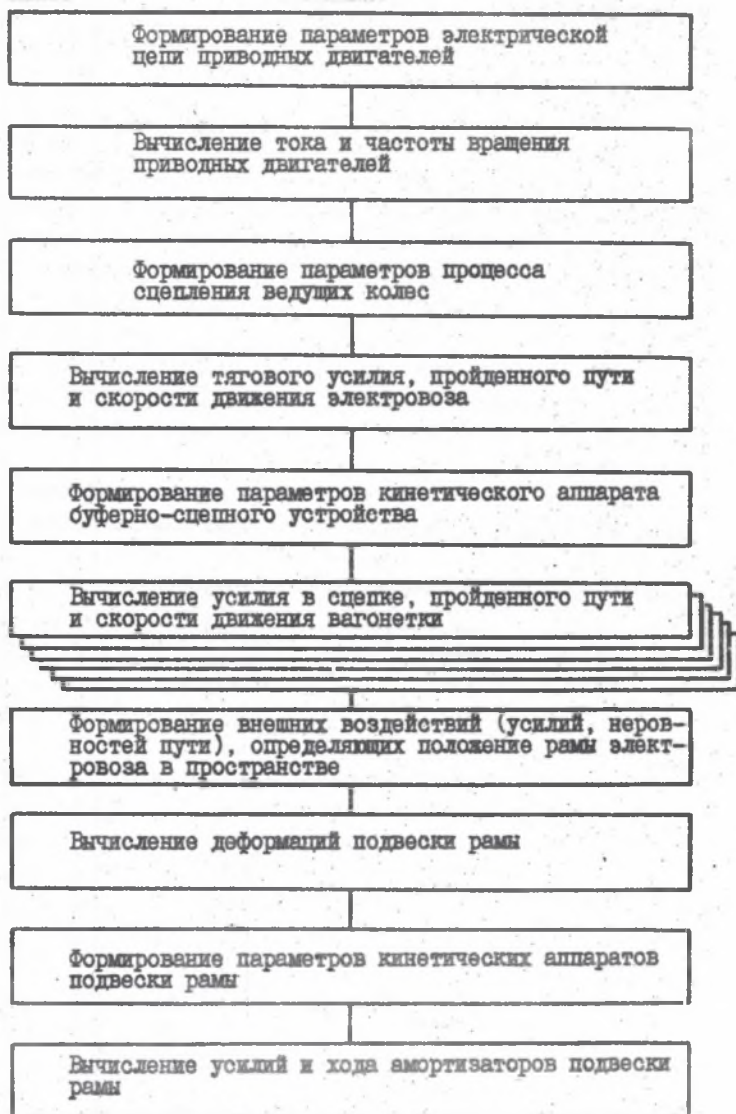


Рис. 1. Обобщенный алгоритм решения

Эти же обстоятельства определили исследование задачи методом исчисления конечных разностей, позволяющем изучать функции при прерывном изменении аргумента и допускающем более свободную последовательность решений.

Сопряжение моделирования с математическим анализом процессов пусков шахтного поезда позволило не только оптимизировать конструкцию амортизатора (рис. 2), но и сделать ряд интересных, с точки зрения механики поезда, наблюдений. Установлено, что наиболее неблагоприятным фактором для устойчивости тяги локомотива является несовершенная амортизация как подвески рамы, так и буферно-сцепного аппарата. Введение гидrogасителя в подвеску позволяет увеличить скорость поезда при пуске на 5–10 % за счёт нормализации динамики процесса сцепления. По этой причине одностороннее действие гидrogасителя без демпфирования восстановления пружины является наиболее эффективным. Причём эффективность снижается при переходе на гидrogасители двухстороннего действия и ещё более падает при гидrogасителях одностороннего действия, выключающихся при восстановлении пружины.

В настоящее время на шахтах СССР около двух лет эксплуатируется более 300 четырнадцатитонных контактных электровозов с

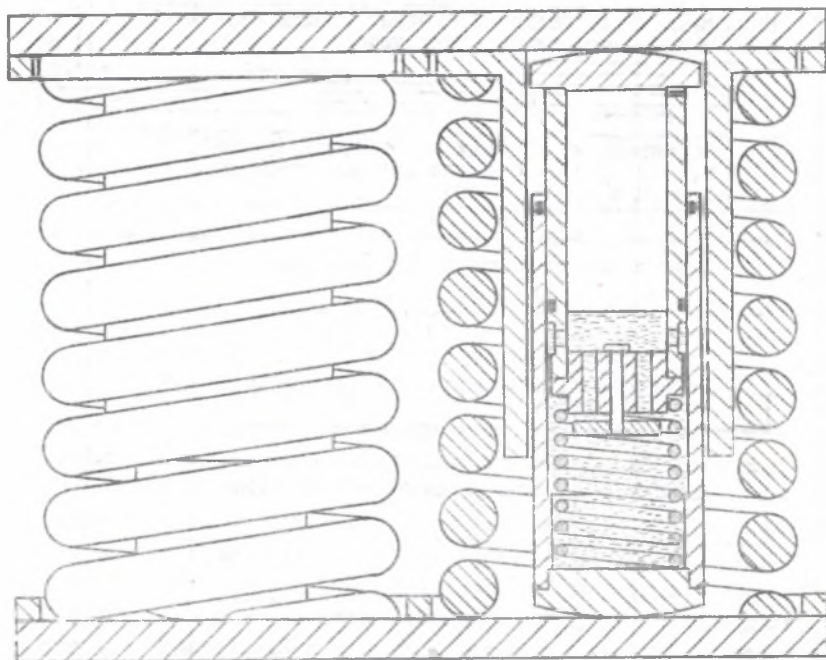


Рис. 2. Пружинный амортизатор подвески рамы электровоза К14 с гидrogасителями одностороннего действия.

независимой подвеской, оснащенной пружинными амортизаторами с гидрогасителями одностороннего действия. Разработана модульная организация подвески рамы 4, 7 и 10-тонных электровозов. Ведутся исследования по оптимизации буферно-сцепного аппарата.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Попов М.Н.: Кинетические аппараты горнотранспортных машин. В кн. Шахтный и карьерный транспорт. Москва, Недра, 1981, вып. 7, с. 109-114.
- [2] Вагоны. Под ред. проф. Л.А. Шадура. М.: Транспорт, 1965, с. 275-276.

MODELOWANIE PODCZAS OPTYMALIZACJI ZAWIESZENIA RAMY ELEKTROWOZOW KOPALNIANYCH

S t r e s z c z e n i e

Rozpatrzono zastosowanie modelowania matematycznego podczas projektowania i obliczania elektrowozów kopalnianych. Wskazano na jego miejsce w całości kształcie zadań optymalizacyjnych obciążonego dynamicznie zespołu zawieszenia ramy.

Uzasadnionym, najbardziej efektywnym sposobem rozwiązania konstrukcyjnego jest niezależne zawieszenie z amortyzatorami sprężonymi i tłumikami hydraulicznymi jednostronnego działania.

Przedstawiono skalę problemów podczas modelowania oraz uogólniony algorytm rozwiązania. Jako metodę badawczą zastosowano metodę rachunku różnic skończonych.

Przedstawiono rozwiązanie techniczne, bazujące na wynikach optymalizacji konstrukcji z zastosowaniem modelowania, wdrożone dla czterelnastotonowych elektrowozów sieciowych. Od około 2 lat ponad 300 sztuk takich elektrowozów eksploatowanych jest w kopalniach ZSRR.

SIMULATION DURING OPTIMIZATION OF FRAME MOUNTING IN MINING ELECTRIC LOCOMOTIVES

S u m m a r y

Using mathematical modelling for design and calculation of mining electric locomotives was considered. Its role in the whole of optimization tasks relative to dynamically loaded frame mounting unit was shown.

Independent suspension with spring shock absorbers and unilateral-action hydraulic dampers is the reasonable, most efficient constructional solution.

Range of problems during simulation and a generalized algorithm of solution were presented. Finite-difference method was used as the research technique.

Technical solution based on the results of the construction optimization using the simulation, and implemented in 14-ton electric locomotives, was demonstrated. Since about 2 years, more than 300 pieces of such electric locomotives are operated at mines in the USSR.