

УДК 629.114.2

## ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА БОКСА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

© 2018 А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв

Барнаульский юридический институт Министерства внутренних дел России

Статья поступила в редакцию 04.04.2018

Рассмотрены вопросы относительно возможности использования комплексного метода Бокса при расчете оптимальных параметров механических систем. В частности, представлены результаты оптимального проектирования параметров элементов ходовой части транспортных машин.  
*Ключевые слова:* гусеничный двигатель, опорные катки, резиновый элемент, динамическая нагрузженность.

В настоящее время оптимизационные расчеты в проектной инженерной деятельности играют значительную роль. Развитие и совершенствование компьютерной техники позволяет решать задачи проектирования большой размерности, сложные математические модели с большой структуризацией, наиболее достоверно описывающие реальные системы и процессы. Это позволяет ещё на стадии моделирования прогнозировать снижение динамической нагруженности и как следствие - повышение долговечности узлов, улучшение условий работы операторов, снижение затрат

При проектировании ходовых систем транспортных машин важной задачей является расчет наиболее рациональных сточки зрения снижения динамической нагруженности параметров и структуры элементов. Актуальной проблемой при решении такого рода задач является выбор методов оптимального проектирования с последующим созданием на их базе работоспособных алгоритмов и программного обеспечения.

Многочисленные публикации по вопросам оптимизации механических систем показывают широкий спектр методов и алгоритмов расчета. В основе большинства оптимизационных расчетов лежит поиск минимума или максимума некоторой функции, называемой функцией цели, которая характеризует какой-то параметр конструкции при определенных ограничениях. Как правило, функция цели является нелинейной. Это накладывает определенные ограничения на выбор методов решения. Рассматриваемые в данной работе задачи относятся разряду оптимизационных задач с ограничениями. Для этого

Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент кафедры огневой и технической подготовки.  
E-mail: bubushka@mail.ru

Ковалёв Виталий Витальевич, кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника кафедры огневой и технической подготовки.  
E-mail: 79095020200@yandex.ru

используют либо модифицированные с учетом ограничений методы безусловной оптимизации, либо преобразуют задачу с ограничениями в задачу без ограничений (так называемая последовательная оптимизация без ограничений или метод штрафных функций) [1, 3].

Для задач безусловной оптимизации разработаны эффективные, надежные и теоретически обоснованные методы. Методы безусловной оптимизации, используемые на отдельных этапах работы алгоритмов нелинейной оптимизации, можно разделить на две крупные группы:

- методы, использующие только значения функций или прямые методы, например, метод поиска по образцу (метод Хука-Дживса) и метод деформированного многогранника (метод Нелдера-Мида);

- методы, использующие производные или градиентные методы, например, метод наискорейшего спуска, метод сопряженных градиентов (Флетчера-Ривса) и метод сопряженных направлений (Дэвидона-Флетчера-Пауэлла).

Градиентные методы позволяют ускорить сходимость оптимального процесса. Однако, чаще всего, в задачах оптимального проектирования параметров элементов ходовой части функция цели находится в результате анализа некоторого динамического процесса на определенном промежутке времени. Моделирование и исследование таких процессов проводят с использованием численных методов. Это значительно затрудняет получение производных целевой функции и функций ограничений. В работе Г. Реклейтиса, А. Рейвиндрана, К. Регсдела [1] предложено использовать численные аппроксимации градиентов, что так же увеличивает число вычислений функции цели. Поэтому в задачах большой размерности практически такой подход не нашел применения.

Один из наиболее перспективных методов решения задачи оптимального проектирования упругих конструкций разработан Э. Хогом - ме-

тод чувствительности [2]. Суть данного алгоритма заключается в нахождении векторов чувствительности, определяющих зависимость целевой функции от переменных проектирования. Анализ чувствительности позволяет получить значения градиентов, которые требуются для всех градиентных методов оптимизации проекта.

Чтобы сравнить эффективность различных методов была выбрана задача минимизации функции Розенброка ( $f(x)=100*(x_2-x_1^2)^2+(1-x_1)^2$ ) (рис. 1).

Результаты проведенных тестовых расчетов показывают, что метод Дэвидона-Флетчера-Пауэлла (ДФП) является наиболее эффективный из градиентных. Метод прямого поиска - комплексный метод Бокса (модифицированный с учетом ограничений метод деформированного многогранника (метод Нелдера-Мида) [3] - практически сопоставим с методом Флетчера-Ривса и методом наискорейшего спуска (рис. 2).

Особенностью исследования динамики ходовых систем транспортных машин является то, что они включают в себя большое количество элементов, имеющих между собой как вязкоупругие, так и кинематические связи (голономные и неголономные). Динамическое поведение таких объектов описывается многомерной системой, включающей дифференциальные и алгебраические уравнения. Значение целевых функций получаются в результате решения системы уравнений на каждом шаге оптимизационного процесса.

В настоящей работе предлагается использовать метод временных конечных элементов [6, 7], который позволяет непосредственно учитывать кинематические связи. Основные соотношения и реализация метода в применении к анализу динамических систем изложены в [8]. Метод конечных элементов адаптируется для решения задач динамики, описанных системой дифференциально-алгебраических уравнений, т.е. с учетом кинематических связей.

На основе комплексного метода Бокса, использующего для поиска функции цели алгоритм метода временных конечных элементов разработан программный комплекс для расчета оптимальных параметров ходовых систем колесных и гусеничных транспортных машин [10].

Работоспособность предлагаемых алгоритмов была проверена при проведении оптимизационного расчета параметров подвески транспортного средства, представляющего четырехмассовую модель с пятью степенями свободы (рис. 3) [6,7].

Оптимизационный расчет параметров подвески машины проводился с целью снижения максимальной амплитуды ускорений на водительском месте  $Z_{max}$ . В настоящей работе алгоритм оптимального проектирования на основе комплексного метода Бокса сравнивается с методом проекции градиента. В результате проведенного расчета и сравнения разных методов получены следующие данные: оптимизационный расчет с использованием метода

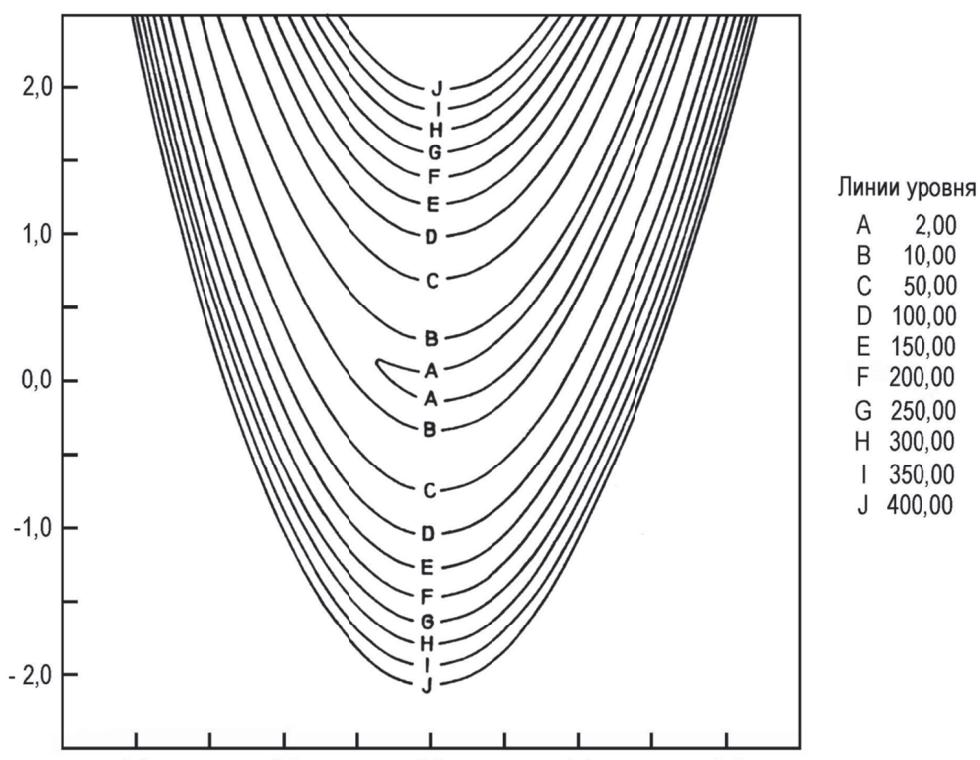


Рис. 1. Функция Розенброка

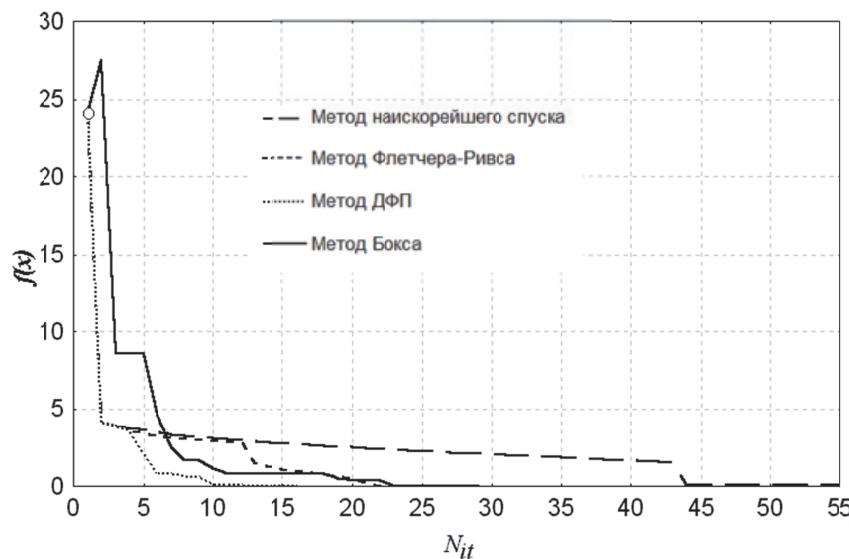


Рис. 2. Графики оптимизационных процессов

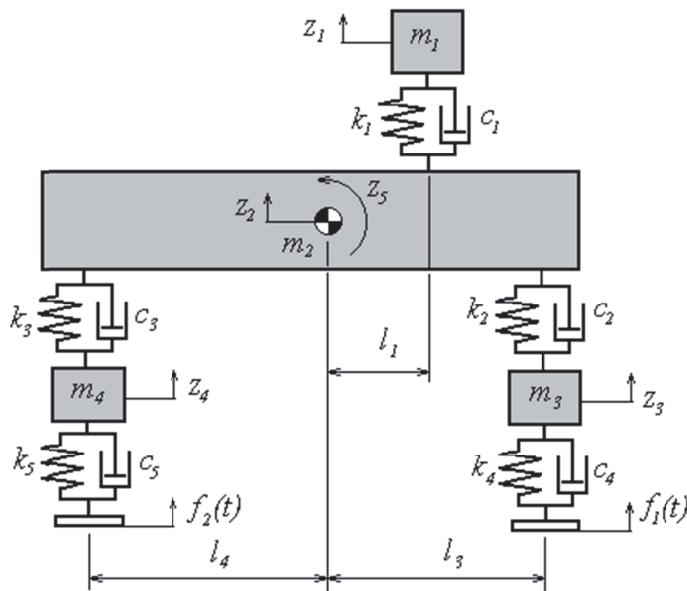


Рис. 3. Четырехмассовая механическая система

Бокса привел к уменьшению значения функции цели с 8,42 м/с<sup>2</sup> до 6,453 м/с<sup>2</sup> (метод проекции градиента – 6,538 м/с<sup>2</sup>) (рис. 4). Предлагаемый алгоритм проведения оптимизационных расчетов сложных механических систем с упругими и вязкоупругими связями показал хорошую сходимость и экономичность. Это позволяет считать возможным использование прямого метода Бокса с расчетом функции цели методом временных конечных элементов для решения задач оптимизации конструкции ходовых систем транспортных машин.

Предложенный алгоритм был использован для решения оптимизационных задач снижения динамической нагруженности элементов ходовой части быстроходной гусеничной машины (ГМ) с торсионной подвеской. Постановка задачи оптимизации имеет следующую фор-

мулировку: выбрать рациональные параметры упругих и демпфирующих элементов подвески машины с целью минимизации максимальных амплитуд динамических нагрузок, действующих на детали подвески.

Для описания состояния динамической системы вводятся следующие обобщенные координаты (рис. 5) в глобальной системе координат XYZ: вертикальная координата центра масс гусеничной машины, углы поворота корпуса относительно продольной и поперечной осей  $q=[z, j_x, j_y]$ .

Ходовая часть включает  $N_k$  катков, имеющих индивидуальное подпрессоривание. Связь между каждым  $i$  катком и корпусом моделируется в виде пружины с приведенным коэффициентом жесткости  $K_i$  и коэффициентом демпфирования  $C_i$ . Положение каждого катка описывается координатами  $x_i$  и  $y_i$  относительно центра масс корпуса.

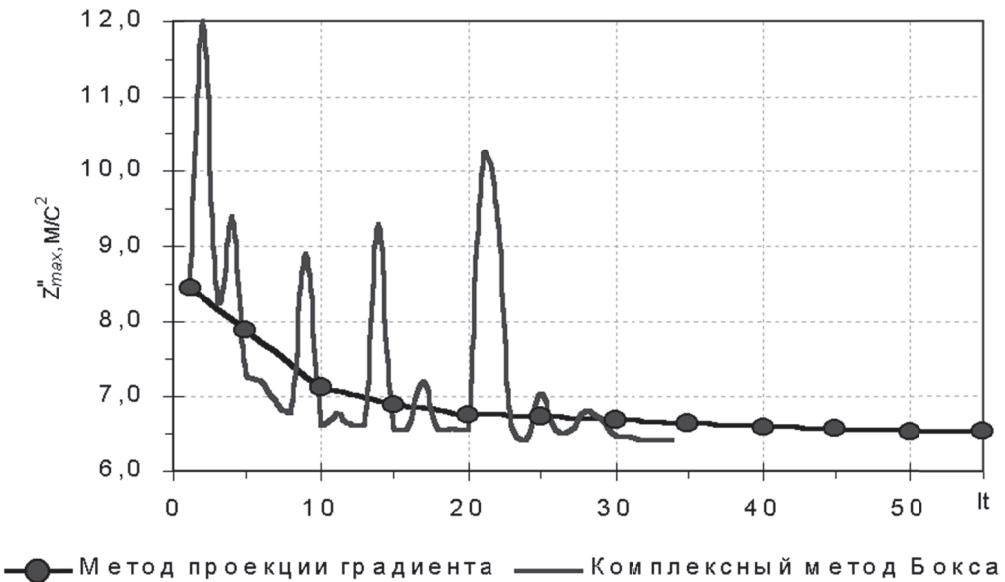


Рис. 4. Графики оптимизационных процессов

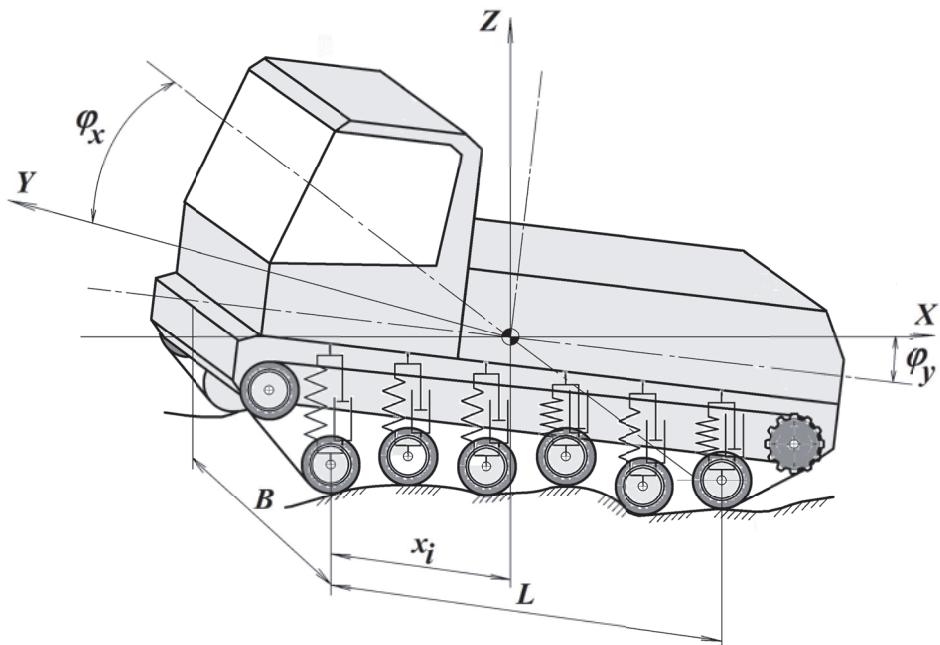


Рис. 5. Расчетная модель гусеничной машины

В таблице 1 приводятся исходные данные для проведения расчетов. Основные вопросы моделирования динамического поведения гусеничной машины и расчетные данные приведены в работе [9].

Нагруженность элементов подвески характеризуется динамическим сжимающим усилием  $P_d$  и крутящим моментом  $M_d$ , действующим на торсион со стороны опорного катка. Анализ расчетов при различных дорожных условиях выявил следующее: наиболее нагруженными являются элементы подвески передних катков. Была выявлена зависимость максимальных амплитуд динамической нагрузки от изменения приведенных коэффициента жесткости торсиона и коэффициента демпфирования амортизатора (рис.6).

Проведенный оптимизационный расчет позволил снизить динамическую нагруженность элементов подвески на 10,14% (с 33,6 кН до 30,2 кН). В таблице 2 приводятся значения варьируемых параметров для исходной и оптимальной конструкции подвески катков.

Результаты работы позволяют сделать следующие выводы:

- предложенный алгоритм оптимизации на основе прямого метода Бокса показал хорошую сходимость экономичность;

- использование разработанного на основе предложенного метода программного комплекса расчета оптимальных параметров элементов подвески гусеничной машины позволило снизить динамическую нагруженность деталей.

Таблица 1. Исходные данные

№	Наименование параметра	Обозначение	Значение
1	Масса ГМ с полной нагрузкой	$m, \text{кг}$	17960
2	Максимальная скорость движения	$v, \text{км/ч}$	52,4
3	Длина опорной ветви гусеницы	$L, \text{м}$	4000
4	Момент инерции корпуса ГМ относительно продольной оси	$J_x, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	45500
5	Момент инерции корпуса ГМ относительно поперечной оси	$J_y, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	78000
6	Приведенный коэффициент жесткости упругого элемента	$K, \text{kН}\cdot\text{с}/\text{м}$	195
7	Коэффициент демпфирования амортизатора	$C, \text{kН}\cdot\text{с}/\text{м}$	4

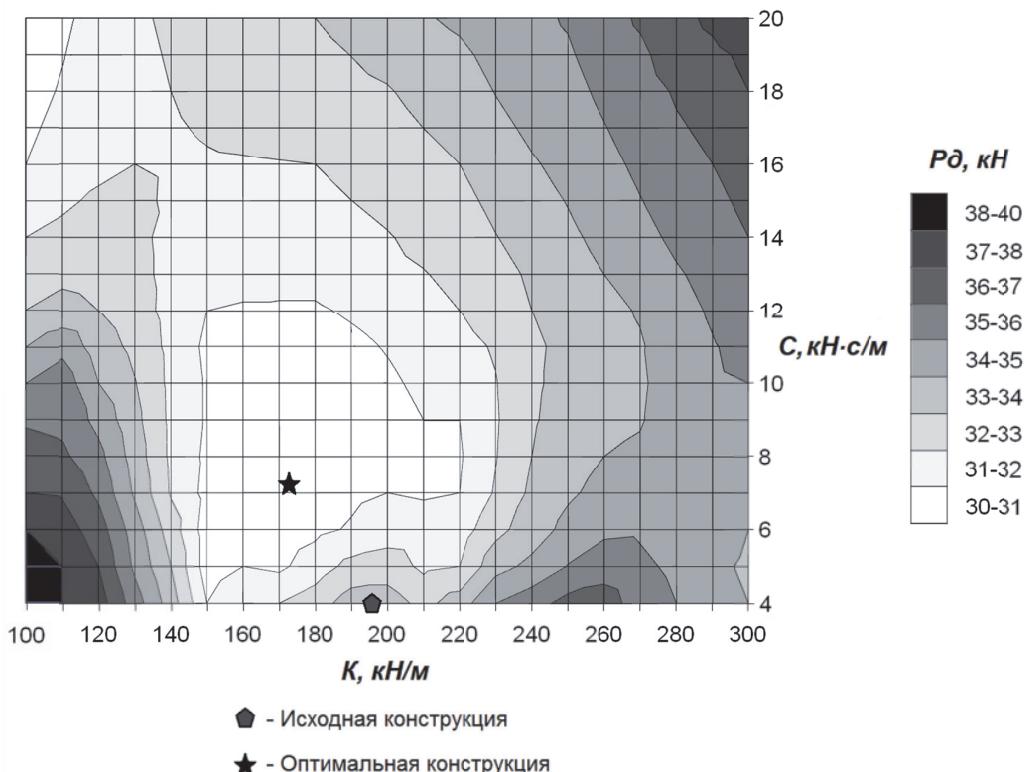
Рис. 6. Зависимость динамической нагруженности элементов подвески первого катка от коэффициентов жесткости  $K$  и демпфирования  $C$ 

Таблица 2. Значения варьируемых параметров для исходной и оптимальной конструкции подвески катков

Параметр	Исходное значение	Нижнее ограничение	Верхнее ограничение	Оптимальное значение
Коэффициент жесткости $K, \text{Н/м}$	195	100	300	173
Коэффициенты демпфирования $C, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$	4	4	20	7,25

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Кн. 1. [пер. с англ.]. М.: Мир, 1986.
2. Хог Э., Чой К., Комков В. Анализ чувствительности при проектировании конструкций. М.: Мир, 1988. 428 с.
3. Банди Б. Методы оптимизации. М.: Радио и связь, 1988. 128 с.
4. Argyris J.H., Scharpf D.W. Finite Elements in Time and Space // Nuclear Ingeneering and Design. Amsterdam: North-Holland Publishing Company, 1969. № 10. P. 456 – 464.
5. Hovard G.F., Penny J.E. The Accuracy and Stability of Time Domain Finite Element Solution // Journal of Sound and Vibration. 1978. V.4, No. 61. P. 585-595.
6. Хог Э., Апора Я. Прикладное оптимальное проектирование: Механические системы и конструк-

- ции. М.: Мир, 1983. 478 с.
7. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973 г. - 232 с.
8. Вербилов А.Ф. В.В. Ковалев Методы оптимизации параметров при решении задач динамически сложных механических систем. / А.Ф. Вербилов, // Ползуновский вестник №1-2 - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2009. - С. 174.
9. Оценка вибронагруженности корпуса гусеничной машины. / А.Ф. Вербилов, В.А. Дружинин, Е.А. Лазаевой, М.И. Артеменко // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. статей.
- [ПОД ред. к.т.н., проф. В.А. Дружинина]. Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд.-во АлтГТУ, 2001. С. 11-19.
10. Коростелев, С.А., Вербилов А.Ф., Ковалев В.В. Программа для ЭВМ: Определение динамических нагрузок в шарнирном соединении траков гусеничной цепи. (DTrak). Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610029 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 9 января 2007 года.

## **APPLICATION OF THE BOX COMPLEX METHOD IN PROBLEMS OF OPTIMIZING THE PARAMETERS OF COMPONENTS OF TRANSPORT VEHICLES CHASSIS**

© 2018 A.F Verbilov, V.V. Kovalev

Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of Russia

Questions regarding the possibility of using the complex Box method in calculating the optimal parameters of mechanical systems are considered. In particular, the results of calculation of the optimal design of the chassis components of transport vehicles are presented.

*Keywords:* optimal design, optimization methods, suspension systems.

---

*Alexey Verbilov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technical and Shooting Training Department.*

*E-mail: bubushka@mail.ru*

*Vitaly Kovalev, Candidate of Technics, Associate Professor, Deputy Chief at the Technical and Shooting Training Department. E-mail: 79095020200@yandex.ru*