

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

К.Т.Н. Вдовин Д.С., Прокопов В.С., Рябов Д.М.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
vdovin@bmstu.ru

Снижение массы агрегатов автомобиля является актуальной задачей: снижается расход топлива и выбросы в атмосферу, снижается материалоемкость, энергоемкость, себестоимость производства, повышается отношение массы перевозимого груза к снаряженной массе автомобиля и т.д. Решение такой задачи методом топологической оптимизации позволяет получить прочные и жесткие конструкции минимальной массы. В статье рассмотрен пример снижения массы ходовой части автомобиля путем синтеза силовой схемы двойных поперечных рычагов независимой подвески полноприводной колесной машины 4x4 методом топологической оптимизации. Особенностью расчетной схемы является использование комплексной конечно-элементной модели подвески, позволяющей вести синтез силовой схемы верхнего и нижнего рычага одновременно, а нагружение подвески проводить в составе общей балочно-стержневой модели независимой подвески и с колесом. Полученная в результате решения задачи оптимизации силовая схема верхнего рычага представляет собой плоскую конструкцию в форме буквы А, что объясняется: 1) отсутствием сил, действующих вне плоскости верхнего рычага подвески; 2) небольшим расстоянием между шарнирами крепления рычага к корпусу. Силовая схема нижнего рычага подвески также имеет форму равнобедренного треугольника в плане, однако одна ветвь треугольника имеет большую строительную высоту в направлении, перпендикулярном плоскости рычага, что объясняется большой силой, создаваемой упругим элементом подвески, опирающимся в этой зоне на нижний рычаг. В случае отсутствия сил, выходящих из плоскости рычага подвески, задача синтеза силовой схемы сводится к плоской задаче и дает однозначно интерпретируемые силовые схемы, которые легко реализовать в конструкции рычагов. При действии сил, перпендикулярных к плоскости рычага, например, в зоне опоры упругодемпфирующего элемента подвески, необходимо увеличивать строительную высоту рычага в зоне действия этой силы. Общая оценка массы полученных конструкций рычагов в сравнении с существующими аналогами показывает уменьшение массы рычагов до 30%.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, расчет на прочность, метод конечных элементов, направляющий аппарат, рычаги

Введение

Снижение массы агрегатов автомобиля является актуальной задачей: снижается расход топлива и выбросы в атмосферу, снижается материалоемкость и энергоемкость, себестоимость производства, повышается отношение массы перевозимого груза к снаряженной массе. Для опорной проходимости снижение массы также влияет в положительную сторону во многих условиях эксплуатации [1], для плавающих колесных машин снижение массы при прочих равных означает увеличение запаса плавучести, уменьшение сил сопротивления воды движению колесной машины, что особенно актуально для глиссирующих колесных

машин [2]. Данная работа содержит описание результатов применения метода топологической оптимизации к решению задачи снижения массы ходовой части колесных машин на примере синтеза силовой схемы рычагов независимой подвески автомобиля 4x4.

Метод топологической оптимизации основан на методе конечных элементов и представляет собой поиск минимального значения функционала по некоторому трехмерному пространству проектирования. В классической постановке [3] решения задач механики деформируемого тела в качестве функционала топологической оптимизации используется суммарная энергия деформации пространства

проектирования при действии на него системы сосредоточенных, распределенных по объему либо по поверхности сил. При этом пространство проектирования задается в виде обычной конечно-элементной модели, а функционал вычисляется стандартными процедурами конечно-элементного анализа. Варьируемыми переменными в функционале являются параметры модификации матрицы жесткости каждого конечного элемента пространства проектирования, обычно плавно изменяемые в диапазоне от 0 (жесткость конечного элемента не используется в передаче нагрузок и равна нулю) и до 1 (жесткость конечного элемента используется полностью для передачи нагрузки). Эти варьируемые переменные условно называются «плотностью материала». Решение такой задачи позволяет [3] получить оптимальные по жесткости, прочности, массе силовые конструкции [4], в том числе при проектировании различных элементов автомобильной подвески [5, 6]. Рассмотрим пример применения метода к синтезу силовой схемы двойных поперечных рычагов независимой подвески колесной машины.

Цель исследования

Целью исследования является применение метода топологической оптимизации для решения проблемы снижения массы ходовой части колесных машин. В качестве примера рассмотрена задача синтеза силовой схемы для верхнего и нижнего рычагов независимой подвески полноприводной колесной машины.

Топологическая оптимизация рычагов независимой подвески

На рис. 1 представлена балочно-стержневая конечно-элементная модель подвески с шарнирами и упругим элементом, приведенная в состоянии хода сжатия.

В балочно-стержневую модель встроены две модели пространств проектирования для верхнего и нижнего рычагов подвески, выполненные из объемных конечных элементов типа hex8. В пространствах проектирования для каждого рычага заданы шарниры крепления к корпусу и шарниры крепления к поворотной стойке. Такая расчетная схема позволяет вести одновременный синтез силовых схем для верхнего и нижнего рычагов подвески, при этом нагрузки формулируются в виде сил и моментов, приложенных в центре колеса или его пятне контакта, что удобно, т.к. не требует дополнительно рассчитывать внутренние силовые факторы, действующие в шарнирах рычагов. Недостатком такого метода является некоторое снижение точности при задании нагрузок [7].

В качестве расчетных случаев рассмотрены режимы нагружения [8, 9], приведенные в табл. 1. В данных режимах нагружения реализуются максимально возможные усилия в пятне контакта шины с дорогой во всех направлениях (продольном, поперечном, вертикальном), а значит, и нагрузки на рычаги также не могут в процессе нормальной эксплуатации автомобиля превысить значения, введенные в дальнейшие расчеты. В целом, необходимо рассматривать расчет нагрузочных режимов

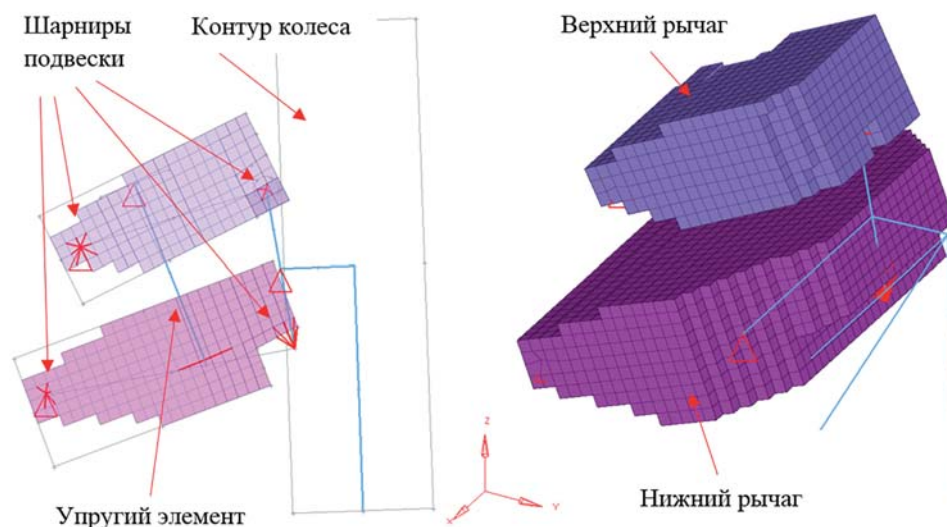


Рис. 1. Расчетная схема нагружения пространств проектирования для верхнего и нижнего рычагов независимой подвески на двойных поперечных рычагах

Таблица 1

Нагрузочные режимы с максимальными статическими нагрузками на колесо

№	Название расчетного случая	Примечание
1	Диагональное вывешивание на трех колесах	
2	Торможение	Степень замедления рассчитывалась по максимальному сцеплению с дорогой
3	Заезд на вертикальное препятствие	Сила реакции с опорной поверхностью смещена на переднюю точку колеса
4	Поворот при скорости 45 км/ч с радиусом 25 м	Расчетный случай эквивалентен движению по косоугору

как отдельную задачу математического моделирования набора характерных маневров в характерных эксплуатационных условиях [10]. Такое математическое моделирование позволит для еще несуществующих «в железе» изделий определять нагрузочные режимы и обоснованно назначать действующие на подвеску максимальные нагрузки.

В задаче топологической оптимизации в качестве целевой функции задана общая масса рычагов, в качестве ограничений заданы максимально допустимые перемещения шаровых опор стойки и максимально допустимая интенсивность напряжений в рычагах. Результат решения задачи в виде изоповерхностей равных плотностей показан на рис. 2.

Силовая схема верхнего рычага представляет собой плоскую конструкцию в форме буквы А, что объясняется: 1) отсутствием сил, действующих вне плоскости рычага; 2) небольшим расстоянием между шарнирами крепления

рычага к корпусу. Дополнительные расчетные исследования верхнего рычага показали, что при увеличении расстояния между шарнирами крепления верхнего рычага к корпусу, форма в виде буквы А теряет свой средний элемент и переходит в форму равнобедренного треугольника.

Силовая схема нижнего рычага подвески имеет форму треугольника в плане, однако левая ветвь треугольника имеет большую строительную высоту в направлении, перпендикулярном плоскости рычага, что объясняется большой силой, создаваемой упругим элементом подвески, опирающимся на нижний рычаг.

Анализ полученных результатов

По результатам интерпретации полученных силовых схем построена CAD-геометрия рычагов, геометрия дополнена присоединительными элементами для шарниров, крепления

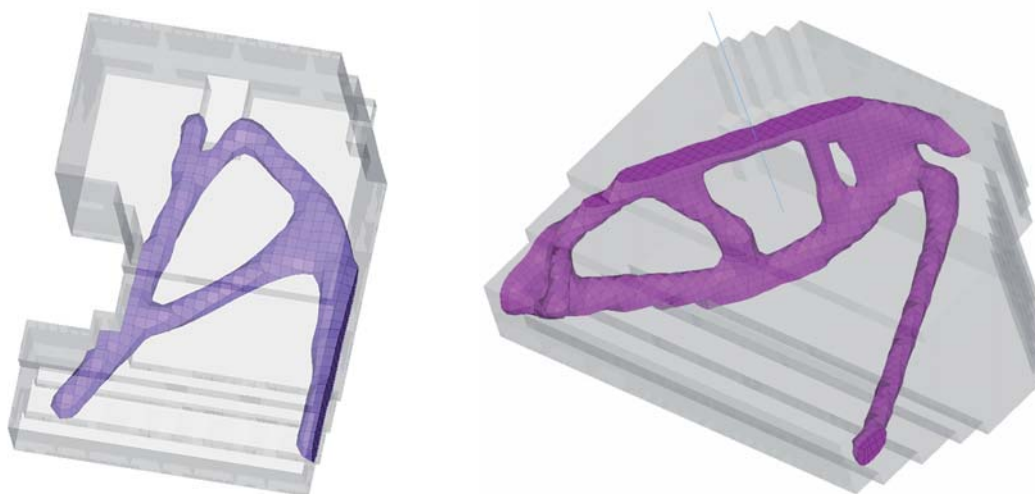


Рис. 2. Результаты расчета: силовые схемы верхнего (слева) и нижнего (справа) рычагов подвески

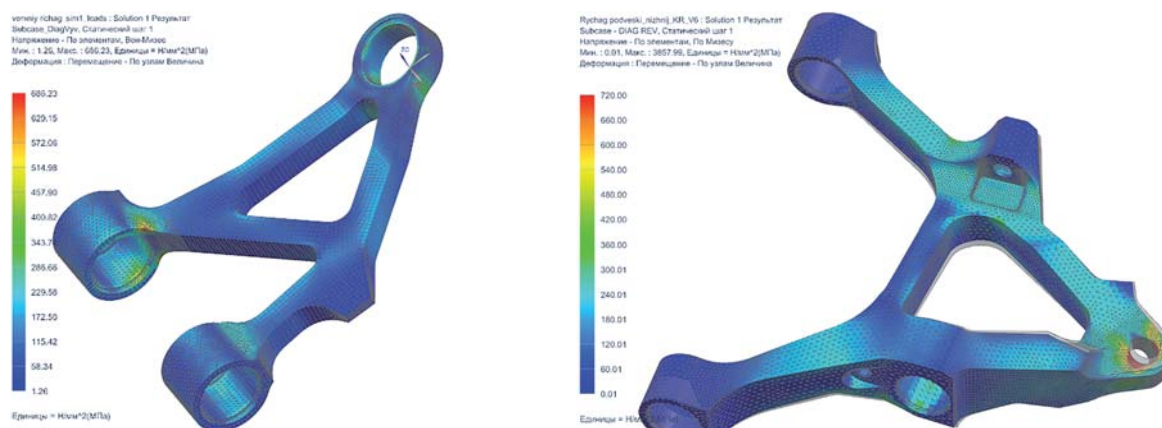


Рис. 3. Результаты поверочного расчета: показана интенсивность напряжений в конструкции рычагов в расчетном случае «диагональное вывешивание»

упруго-демпфирующего элемента, стабилизатора поперечной устойчивости. Компоночные ограничения и присоединительные поверхности обусловили некоторое отличие финальной геометрии от исходных конструктивно-силовых схем, но общие рекомендации, полученные из результатов топологической оптимизации сохранены. Проведен проверочный расчет для максимальных нагрузок, действующих на каждый рычаг. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния показаны на рис. 3. Максимальные напряжения не превышают предел текучести, что подтверждает работоспособность конструкции рычагов по условию прочности.

Выводы

1. Апробирован новый метод проектирования рычагов подвески, включающий в себя применение метода топологической оптимизации на ранней стадии для синтеза силовой схемы верхнего и нижнего рычагов подвески минимальной массы. Общая оценка массы полученных новых силовых схем в сравнении с существующими аналогами показывает уменьшение массы рычагов до 15–30%.

2. В случае отсутствия сил, выходящих из плоскости рычага подвески, задача синтеза силовой схемы сводится к плоской задаче и дает однозначно интерпретируемые силовые схемы, которые легко реализовать в конструкции рычагов. При действии сил, перпендикулярных к плоскости рычага (например, в зоне опирания упругого и демпфирующего элемента подвески), полученная оптимальная силовая схема показывает, что необходимо максимально увеличивать строительную высоту рычага в зоне действия этой силы.

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
2. Редькин М.Г. Плавающие колесные и гусеничные машины. М.: Воениздат, 1966. 200 с.
3. Bendsoe M.P., Kikuchi N. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method // *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 1988. № 71(2). P. 197–224.
4. Болдырев А.В. Топологическая оптимизация силовых конструкций на основе модели переменной плотности // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук.* 2011. Т. 13. № 1(3). С. 670–673.
5. Konga Y.S., Abdullah S., Omar M.Z., Haris S.M. Topological and Topographical Optimization of Automotive Spring Lower Seat // *Latin American Journal of Solids and Structures.* 2016. Vol. 13 No.7. P. 1388–1405.
6. Kilian S., Zander U., and Talke F.E. Suspension modeling and optimization using finite element analysis // *Tribology International.* 2003. Vol. 36. № 4–6. P. 317–324.
7. Сысоева В.В., Чедрик В.В. Алгоритмы оптимизации топологии силовых конструкций // *Ученые записки ЦАГИ.* 2011. Вып. № 2. Т. 42. С. 91–102.
8. Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8Ч8 с использованием NX Motion // *Сборник трудов 85 международной науч.-техн. конф. Москва, 2014.* С. 2–6.
9. Vdovin D., Chichekin I. Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process // *Procedia Engineering.* 2016. Vol. 150. P. 1276–1279.
10. Горелов В.А., Комиссаров А.И., Косицын Б.Б. Исследование движения автомобиля в программном комплексе автоматизированного моделиро-

вания динамики систем тел // Журнал автомобильных инженеров. 2016. № 1(96). С. 18–23.

References

1. Ageykin Ya.S. *Prokhodimost' avtomobiley* [Automobiles performance]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 232 p.
2. Red'kin M.G. *Plavayushchie kolesnye i gusenichnye mashiny* [Floating wheeled and caterpillar vehicles]. Moscow: Voenizdat Publ., 1966. 200 p.
3. Bendsoe M.P., Kikuchi N. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 1988. No 71(2). P. 197–224.
4. Boldyrev A.V. Topological optimization of power structures based on the variable density model. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk* [Collection of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2011. Vol. 13. No 1(3), pp. 670–673 (in Russ.).
5. Konga Y.S., Abdullab S., Omara M.Z., Haris S.M. Topological and Topographical Optimization of Automotive Spring Lower Seat. *Latin American Journal of Solids and Structures.* 2016. Vol. 13 No.7. P. 1388–1405.
6. Kilian S., Zander U., and Talke F.E. Suspension modeling and optimization using finite element analysis. *Tribology International.* 2003. Vol. 36. No 4–6. P. 317–324.
7. Sysoeva V.V., Chedrik V.V. Algorithms for optimizing the topology of power structures. *Uchenye zapiski TsAGI.* 2011. Vyp. No 2. Vol. 42, pp. 91–102 (in Russ.).
8. Vdovin D.S. Calculation of loads on links of an independent suspension bracket of a chassis of the 8 Ч 8 vehicle with use of NX Motion. *Sbornik trudov 85 mezhdunarodnoy nauch.-tekhn. konf.* [Collection of works of 85 international scientific-technical. conf.]. Moscow, 2014, pp. 2–6 (in Russ.).
9. Vdovin D., Chichekin I. Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process. *Procedia Engineering.* 2016. Vol. 150. P. 1276–1279.
10. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Kositsyn B.B. The study of the movement of a vehicle in the program complex of automated modeling of systems of bodies dynamics. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov.* 2016. No 1(96), pp. 18–23 (in Russ.).

DESIGN OF AN INDEPENDENT VEHICLE SUSPENSION GUIDE USING THE TOPOLOGICAL OPTIMIZATION METHOD

Ph.D. **D.S. Vdovin, V.S. Prokopov, D.M. Ryabov**
Bauman Moscow State Technical University
vdovin@bmstu.ru

Reducing the mass of automobile aggregates is an urgent task: fuel consumption and emissions to the atmosphere are reduced, material intensity, energy intensity, production costs are reduced, the ratio of the mass of the cargo to the curb weight of the vehicle is increased, etc. The solution of such a problem by the method of topological optimization makes it possible to obtain strong and rigid constructions of minimum mass. The article considers an example of reducing the mass of the chassis of vehicle by synthesizing the power scheme of double wishbones of an independent suspension of an all-wheel drive 4x4 automobile by topological optimization. The peculiarity of the design scheme is the use of a complex finite-element suspension model that allows the synthesis of the power circuit of the upper and lower arms simultaneously and the loading of the suspension is carried out as part of a common beam-rod independent suspension model and with a wheel. The power circuit of the upper arm obtained as a result of solving the optimization problem is a flat construction in the form of the letter A, which is explained by: 1) the absence of forces acting outside the plane of the upper arm of the suspension; 2) a small distance between the hinges of attaching the arm to the body. The power circuit of the lower arm of the suspension also has the shape of an isosceles triangle in plan, however one branch of the triangle has a large construction height in a direction perpendicular to the plane of the arm, which is explained by the high force created by the elastic suspension element resting in this zone on the lower arm. In the absence of forces emerging from the plane of the suspension arm, the task of synthesizing the power circuit is reduced to a flat problem and provides uniquely interpreted power circuits that are easy to implement in the construction of arms. When forces acting perpendicular to the plane of the arm, for example, in the zone of support of the spring-damping suspension element, are applied, it is necessary to increase the construction height of the arm in the zone of action of this force. The overall assessment of the weight of the resulting lever structures in comparison with existing analogs shows a reduction in the weight of the arms by up to 30%.

Keywords: topological optimization, strength calculation, finite element method, directing device, wishbones