

## ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ БАЛАНСИРА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В.А. Гринин

valiksevada@gmail.com

SPIN-код: 6711-3124

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Рассмотрено применение метода топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования узлов подвески гусеничной машины. Задачу топологической оптимизации решали в следующей постановке: в качестве целевой функции была принята жесткость, в качестве ограничения — масса, составляющая 80 % массы проектируемой детали. Выполнен сравнительный анализ полученной конструкции с исходной. Описаны постановка ограничивающих условий и заданные нагрузки, приведены результаты прочностного расчета. В результате оптимизации удалось добиться снижения массы балансира до 33,5 кг по сравнению с массой исходной конструкции, составляющей 57,8 кг, с сохранением требуемой прочности.

### Ключевые слова

Топологическая оптимизация, метод конечных элементов, конечно-элементная модель, имитационное моделирование, гусеничная машина, торсионная подвеска, балансир, подрессоренная масса

Поступила в редакцию 17.02.2022

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022

---

**Введение.** Ведущие мировые производители активно ищут пути снижения снаряженной массы гусеничных машин, что позволит улучшить потребительские качества производимой техники. Одним из перспективных способов снижения массы высоконагруженных деталей является оптимизация их силовой схемы — ориентации и расположения основных силовых элементов несущей конструкции в пространстве. Поэтому тематика проведенных исследований, связанная с оптимизацией высоконагруженных деталей гусеничных машин, является актуальной.

Использование современных методов вычислений, реализованных в комплексах САЕ (computer-aided engineering — программное обеспечение для инженерных расчетов), дает возможность исследовать различные характеристики проектируемых объектов, что позволяет менять конструкцию этих объектов без создания многочисленных экспериментальных образцов и не прибегать к длительной и дорогостоящей процедуре натуральных испытаний [1].

Среди средств САЕ важное место занимают комплексы метода конечных элементов (МКЭ), позволяющие проводить имитационное моделирование работы исследуемой конструкции на основе подробного описания ее геометрии, физики моделируемых процессов, свойств применяемых материалов, эксплуатационных характеристик и иных указываемых пользователем исходных данных. Среди комплексов МКЭ можно указать такие продукты, как ANSYS, COSMOS, MSC/NASTRAN, SAMSEF и др. [1, 2]. Конечно-элементные системы таких

программных комплексов позволяют численно решать самые разнообразные задачи из таких областей физики, как механика твердого деформируемого тела, механика жидкости и газа, теплопередача, электродинамика.

В рамках данной работы с помощью программного комплекса ANSYS была спроектирована конечно-элементная модель балансира гусеничной машины и проведена топологическая оптимизация конструкции по массе (т. е. расчет задачи механики деформируемого твердого тела).



Рис. 1. Исследуемая гусеничная машина

В данной работе рассмотрен пример использования топологической оптимизации прототипа балансира гусеничной машины массой 36 т (рис. 1). Исследуемая гусеничная машина оснащена торсионной подвеской. Такая подвеска включает в себя шесть узлов по каждому борту. Узел подвески содержит балансир, двускатный опорный каток, торсионный вал, а на первых, вторых и шестых узлах подвески установлены телескопические амортизаторы.

**Расчет характеристики упругого элемента подвески.** Балансир представляет собой рычаг, преобразующий вертикальное движение катка во вращательное движение головки торсиона. Балансир состоит из рычага балансира и двух осей: верхней, устанавливаемой в корпус, и нижней — оси катка. В качестве верхних осей балансира применяют кронштейны, установленные в корпус машины [3]. Для данного исследования разработан опорный каток гусеничной машины. Технические характеристики подвески гусеничной машины представлены ниже.

#### Характеристики подвески гусеничной машины

Число опорных катков по борту гусеничной машины $n$ .....	6
Полный вес гусеничной машины $G$ , кН .....	360
Расстояния от центра масс гусеничной машины до $i$ -го опорного катка (от первого до шестого, считая от носа машины) $li$ , м .....	2,121; 1,171; 0,270; .....
.....	-0,687; -1,597; -2,539
Угол наклона ветви гусеницы:	
у направляющего колеса $\alpha_{н.к}$ , град .....	27
у ведущего колеса $\alpha_{в.к}$ , град .....	27
Сила предварительного натяжения гусеницы $T_0$ , Н .....	28 000
Длина подрессоренного корпуса гусеничной машины $L_k$ , м .....	6,69
Ширина подрессоренного корпуса гусеничной машины $B_k$ , м .....	2,137
Высота подрессоренного корпуса гусеничной машины $H_k$ , м .....	2,246
Клиренс гусеничной машины $H_{кл}$ , м .....	0,450
Толщина гусеницы $h_{гус}$ , м .....	0,063
Радиус опорного катка $R_{о.к}$ , м .....	0,315
Радиус балансира $R_б$ , м .....	0,360
Диаметр торсиона $d_t$ , м .....	0,054

В соответствии с приведенными выше характеристиками на рис. 2 показано расположение катков относительно центра масс гусеничной машины.

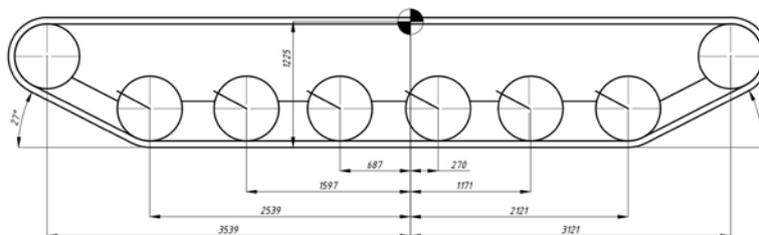


Рис. 2. Схема ходовой части

Подвеска гусеничной машины обязательно включает в себя упругий элемент. Упругим элементом является торсион — длинный упругий вал, работающий на кручение [3–5]. В рассматриваемой подвеске балансир воспринимает нагрузку преимущественно в вертикальной плоскости. Положение балансира определяет статический угол положения балансира  $\beta_{ст}$ , клиренс гусеничной машины  $H_{кл}$ , расстояние от днища гусеничной машины до оси крепления балансира в подрессоренном корпусе  $H$ , толщина гусеницы  $h_{гус}$ . Статическое угловое положение балансира [3–5] вычисляют по формуле

$$\beta_{ст} = \arccos \frac{H_{кл} + H - h_{гус} - R_{о.к}}{R_г},$$

где  $H_{кл}$  — клиренс гусеничной машины, м;  $H$  — расстояние от днища гусеничной машины до оси крепления балансира в подрессоренном корпусе, м; ее следует принимать в диапазоне 0,05...0,20 м, в данном случае из конструктивных соображений принимают значение 0,1 м;  $h_{гус}$  — толщина гусеницы, м;  $R_{о.к}$  — радиус опорного катка, м;  $R_г$  — радиус балансира, м.

Максимальный угол закрутки торсиона [3–5] определяют как

$$\gamma_{max} = \frac{2[\tau]_{max} L_T}{Gd_T},$$

где  $[\tau]_{max}$  — максимально допустимые касательные напряжения в теле торсиона, Па. Для торсионов, подвергаемых заневоливанию, они составляют  $(1,1...1,6) \cdot 10^9$  Па;  $L_T$  — длина торсиона, равная ширине подрессоренного корпуса гусеничной машины, м.

Максимальное угловое положение балансира [3–5] находят по формуле

$$\beta_{max} = \beta_0 + \gamma_{max}.$$

Полученные характеристики представлены на кинематической схеме балансира (рис. 3).

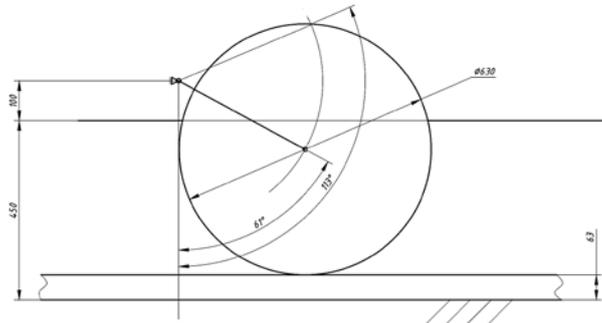


Рис. 3. Кинематическая схема балансира

Введение в подвеску упругого элемента приводит к раскачке подрессоренного корпуса гусеничной машины, что при движении по неровной дороге может привести к его чрезмерной раскачке и пробое подвески. Для снижения амплитуд колебаний применяют демпфирующие элементы, принцип работы которых заключается в преобразовании кинетической энергии в тепловую. Упругая и демпфирующая характеристики подвески, рассчитанные по методическим материалам [3–5], представлены на рис. 4.

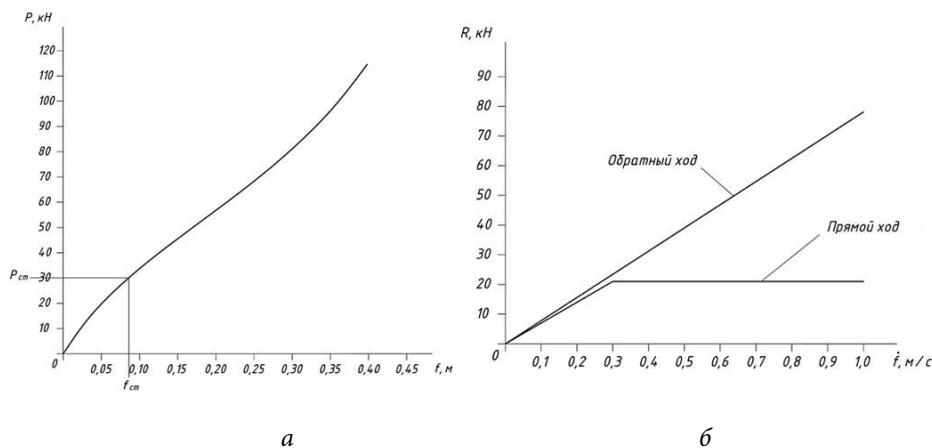


Рис. 4. Характеристика торсионной подвески

- а* — приведенная упругая характеристика подвески ( $P$  — сила, действующая на опорный каток, кН); индексом «ст» обозначены статические значения  $P_{ст}$  и  $f_{ст}$ ;  $f$  — ход подвески, м);  
*б* — приведенная демпфирующая характеристика подвески на 1, 2 и 6-м катках ( $R$  — сила, возникающая в демпфирующем элементе, кН;  $\dot{f}$  — скорость катка, м/с)

**Анализ и выбор нагрузочных режимов.** Рассматриваемая гусеничная машина предназначена для движения по пересеченной местности. При движении в указанных условиях на гусеничную машину действуют значительные вертикальные перегрузки, которые могут достигать до  $3,5g$  [3–5].

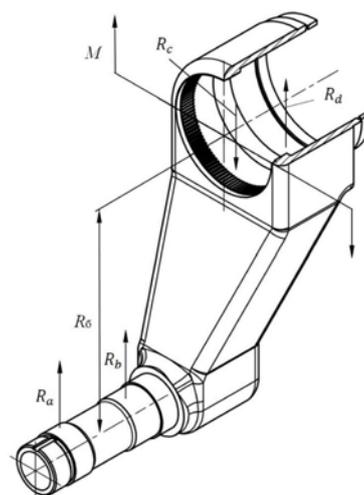
С учетом предполагаемых условий эксплуатации для балансира были выбраны наиболее тяжелые нагрузочные режимы. Основные нагрузочные режимы — движение гусеничной машины по пересеченной местности и передача усилий в вертикальной плоскости при жестких ударах балансира об ограничитель хода (отбойник). В качестве дополнительных нагрузочных режимов рассматривали нагружение балансира при остановке гусеничной машины на косогоре, при движении гусеничной машины на подъем под углом  $35^\circ$  с пренебрежительно малой скоростью и при вывешивании восьми опорных катков в условиях затрудненного движения.

При расчете балансира на прочность учитывают все силы, действующие на балансир: реакции в подшипниках верхней и нижней оси балансира, силы со стороны амортизатора и отбойника, момент от торсиона (рис. 5). Для передачи крутящего момента на торсион в корпусе-обойме предусмотрены внутренние шлицы.

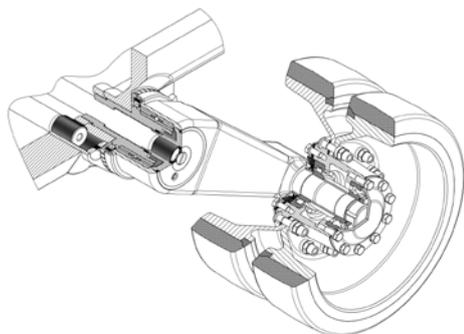
С учетом условий работы балансира к нему предъявляют следующие требования:

- 1) радиус рычага балансира составляет 0,360 м;
- 2) габаритные размеры гусеничной машины должны соответствовать техническому заданию;
- 3) условия прочности соблюдаются во всех эксплуатационных режимах.

Помимо описанных выше требований на исследуемый балансир накладывают технологическое ограничение: по результатам анализа материалов изготовления балансира принято решение, что балансир должен быть изготовлен из 25Х2НМЛ, термообработка — закалка на воздухе при температуре  $880^\circ\text{C}$  с отпуском при  $560^\circ\text{C}$ . Предел текучести  $\sigma_t$  после обработки составляет  $970 \cdot 106$  Па, предел прочности  $\sigma_b = 1170$  МПа. Трехмерная модель прототипа опорного катка гусеничной машины представлена на рис. 6.



**Рис. 5.** Расчетная схема балансира  $R_a, R_b$  — реакции в подшипниковых опорах нижней оси, кН;  $R_c, R_d$  — реакции в подшипниковых опорах верхней оси, кН;  $R_0$  — радиус балансира, м



**Рис. 6.** Прототип опорного катка гусеничной машины

Опорный каток устанавливают на балансиры посредством подшипниковых опор. Для тяжелых гусеничных машин применяют роликовые и шариковые радиальные подшипники. Роликовые радиальные подшипники воспринимают только радиальную нагрузку, а шариковый — также и осевую, возникающую при движении на косогоре и поворотах. На рис. 7 представлена расчетная схема для определения радиальных нагрузок, воспринимаемых подшипниковыми опорами ступичного узла опорного катка. Радиальные реакции в подшипниковых опорах ступичного узла [3–5] вычисляют по формуле

$$R_a = \frac{P_{ст} b}{a + b}; \quad R_b = \frac{P_{ст} a}{a + b}.$$

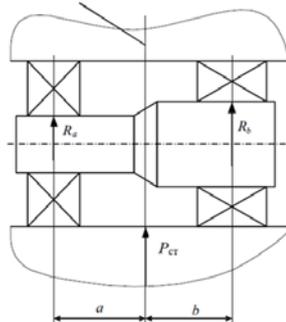
Здесь  $R_a$ ,  $R_b$  — радиальные реакции в подшипниковых опорах, кН;  $a$ ,  $b$  — расстояния от средней плоскости опорного катка до средней плоскости соответствующей подшипниковой опоры, м;  $P_{ст}$  — статическая сила, действующая на опорный каток, кН:

$$P_{ст} = \frac{Q_i + T_0(\sin \alpha_{н.к} + \sin \alpha_{в.к})}{2n},$$

где  $Q_i$  — нормальная реакция грунта на  $i$ -м режиме, кН;  $T_0$  — сила предварительного натяжения гусеницы, Н;  $\alpha_{н.к}$  — угол наклона ветви гусеницы у направляющего колеса, град;  $\alpha_{в.к}$  — угол наклона ветви гусеницы у ведущего колеса, град;  $n$  — число опорного катка по борту гусеничной машины.

При назначении расстояний  $a$  и  $b$  учитывают особенности компоновки: подшипники должны иметь близкий наружный диаметр, а ступичный узел не должен выходить за габариты опорного катка.

Средняя плоскость опорного катка



**Рис. 7.** Расчетная схема к определению радиальных реакций:

$P_{ст}$  — статическая сила, действующая на опорный каток, кН;  $R_a$ ,  $R_b$  — реакции в подшипниковых опорах, кН;  $a$ ,  $b$  — расстояния от средней плоскости опорного катка до средней плоскости подшипниковых опор, м

Для рассматриваемой конструкции балансира  $a = 0,090$  м;  $b = 0,040$  м. Воспринимаемую осевую силу  $A$ , возникающую в шариковой опоре [3–5], определяют по формуле

$$A = \psi P_{ст},$$

где  $\psi$  — коэффициент осевой нагрузки. Это безразмерный коэффициент, лежащий в диапазоне 0,10...0,15.

Во время движения гусеничной машины по пересеченной местности при отсутствии пробоя подвески на опорный каток действует сила, равная сумме максимальной упругой и демпфирующей на прямом ходе сил, которая составляет 114,6 кН (см. рис. 4).

При ударе балансира об отбойник реакция со стороны опорного основания, приведенная к оси опорного катка, достигает значения десятикратной статической силы. Такая сила действует при жестких ударах балансира об ограничитель хода (отбойник). Угол положения балансира максимальный. Для данной конструкции расчетная нагрузка составляет 300 кН. Однако на большую головку балансира в результате действия отбойника передается не вся сила, поэтому торсион предохранен от поломки.

При остановке гусеничной машины на косогоре левый борт оказывается более нагруженным, чем правый: это видно из распределения удельного давления по длине гусеницы (рис. 8).

Нормальную реакцию грунта  $Q_1$ , действующую на левый борт, можно найти из уравнения суммарного момента относительно точки приложения нормальной реакции грунта  $Q_2$ , действующую на правый борт (см. рис. 7):

$$Q_1 = \frac{G_{\text{п}} \frac{B_{\text{к}}}{2} \cos \alpha + G_{\text{п}} \sin \alpha \cdot h_{\text{ц.м}}}{B_{\text{к}}},$$

где  $G_{\text{п}}$  — вес поддрессоренного корпуса гусеничной машины, кН; обычно он составляет 0,92 до 0,94 полного веса  $G$ ;  $B_{\text{к}}$  — ширина поддрессоренного корпуса, м;  $h_{\text{ц.м}}$  — высота центра масс поддрессоренного корпуса, м;  $\alpha$  — угол наклона опорной поверхности, град.

Равнодействующую прямоугольных эпюр боковых сил [6, 7] определяют как

$$S_2 = \frac{\mu Q_1}{2},$$

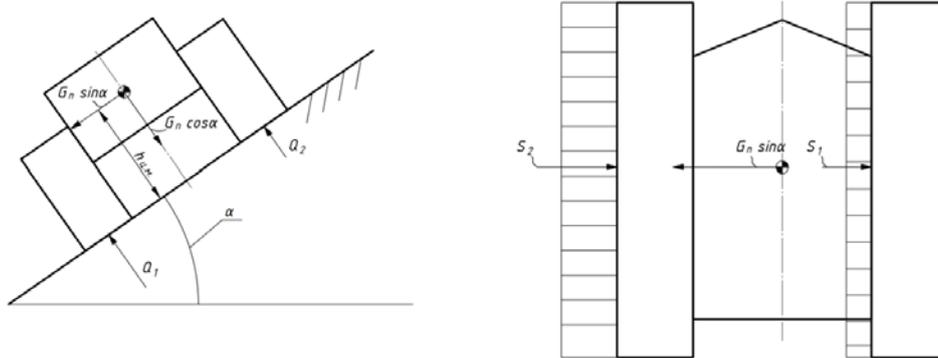
где  $\mu$  — коэффициент сопротивления боковому сдвигу, который находят по формуле

$$\mu = \frac{40\mu_{\text{max}}}{37 + 3\rho},$$

$\mu_{\text{max}}$  — максимальное значение коэффициента сопротивления повороту, для сухой грунтовой дороги на суглинке принимают равным 0,7;  $\rho$  — относительный радиус поворота.

При движении гусеничной машины на подъем задние опорные катки оказываются более нагруженными. Возникающая при движении гусеничной машины на подъем эпюра нормальных давлений в виде трапеции является следствием продольного смещения центра давления (из точки  $D0$  в точку  $D$  на вели-

чину  $x$ ). В этом случае линия действия нормальной реакции грунта  $Q$ , которая является равнодействующей всех элементарных нормальных сил, должна проходить через центр тяжести площади трапеции (рис. 9).



**Рис. 8.** Схема остановки гусеничной машины на косогоре:

$G_{II}$  — подрессоренный вес гусеничной машины, кН;  $h_{ц.м}$  — высота центра масс подрессоренного корпуса, м;  $\alpha$  — угол наклона опорной поверхности, град;  $Q_1, Q_2$  — нормальные реакции, действующие на левый и правый борта соответственно, кН;  $S_1, S_2$  — равнодействующие прямоугольных эпюр левого и правого бортов соответственно, кН

Смещение центра давления  $x$  можно найти из уравнения суммарного момента относительно точки  $D0$ :

$$x = h_{ц.м} \operatorname{tg} \alpha.$$

Нормальная реакция грунта  $Q$  составляет

$$Q = G_{II} \cos \alpha.$$

Среднее удельное давление  $q$  [6, 7] определяют как

$$q = \frac{P_{ст}}{2L}.$$

Нормальную реакцию  $Q_3$  в точке  $B$ , действующую на задние опорные катки, определяют по формуле

$$Q_3 = 2bL,$$

где  $b$  — среднее удельное давление в точке  $B$ ,

$$b = q(1 + 3x_0),$$

$x_0$  — относительное смещение центра давления, м,

$$x_0 = \frac{2x}{L}.$$

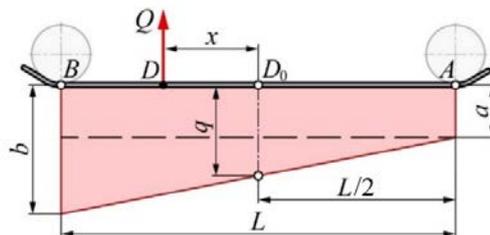


Рис. 9. Схема движения гусеничной машины на подъем:

$Q$  — нормальная реакция грунта, кН;  $x$  — смещение центра давления, м;  
 $L$  — длина опорной поверхности, м;  $q$  — среднее давление на единицу длины, МПа;  
 $a, b$  — среднее удельное давление в точке  $A$  и  $B$  соответственно, м

При вывешивании восьми опорных катков между остальными опорными катками равномерно распределяются нормальные реакции грунта (рис. 10).

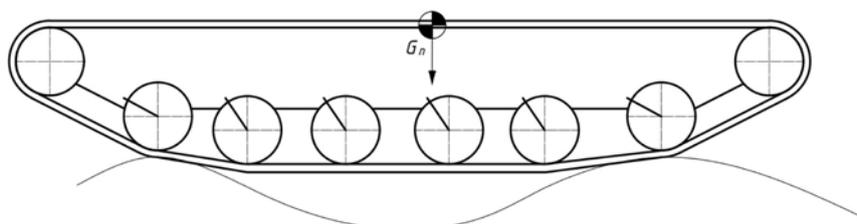


Рис. 10. Схема вывешивания восьми опорных катков

Значения действующих на балансир внешние силовых факторов приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Нагрузочные режимы**

Нагрузочный режим	Сила в местах крепления подшипниковых опор нижней оси		Осевые нагрузки $A$ , кН
	$Ra$ , кН	$Rb$ , кН	
Десятикратная вертикальная перегрузка (пробой подвески)	92,36	207,80	30,00
Движение по пересеченной местности	41,72	93,86	13,56
Вывешивание восьми опорных катков	24,90	56,03	7,57
Остановка гусеничной машины на косогоре ( $\alpha = 35^\circ$ )	13,98	31,46	19,53
Движение на подъем ( $\alpha = 35^\circ$ )	46,40	104,30	15,60

**Описание расчетной модели.** Пространство проектирования (рис. 11) было построено с учетом компоновочных ограничений и совпадения присоединительных размеров. Для более получения корректного результата топологии используется упрощенная модель балансира (отсутствуют небольшие радиусы, скругления, фаски, шлицевые поверхности заменены гладкими). Кроме того, в

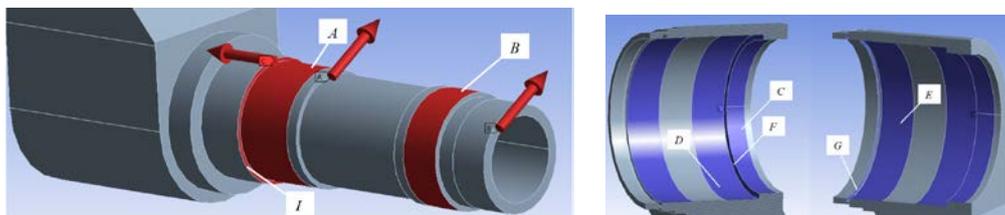
данном расчете решается только упругая задача, не учитывающая упругопластическое поведение материала балансира. При постановке оптимизационной задачи рассматривали пять расчетных случаев (см. табл. 2).



**Рис. 11.** Конечно-элементная модель балансира

Конечно-элементная модель создана с использованием конечных элементов Tetra10. Tetra10 — четырехгранных десяти-узловых конечных элементов, узлы которых расположены в вершинах тетраэдра, а также на серединах его ребер. Масса начальной конструкции балансира — 57,8 кг. Конечно-элементная модель первого балансира представлена на рис. 11.

Для конечно-элементной модели балансира в соответствии с режимами действия нагрузок задавали следующие граничные условия (рис. 12): на участках *A* и *B*, соответствующих местам крепления подшипниковых опор, моделируется приложение вертикальных нагрузок в соответствии с рис. 5 со стороны торсиона на балансир действует реактивный крутящий момент в зоне зацепления *C*, в этой зоне запрещаются тангенциальные перемещения; на участках *D* и *E*, соответствующих роликовым опорам, запрещаются радиальные перемещения; в местах осевого ограничения балансира шариковой опоры верхней оси *F* и *G* запрещаются осевые перемещения; в зоне *I* моделируется приложение осевых нагрузок, воспринимаемых шариковой опорой нижней оси балансира (см. табл. 2).



**Рис. 12.** Конечно-элементная модель с приложенными силовыми факторами и ограничениями:

- A, B* — Bearing load (суммарная сила реакций в подшипниковой опоре);
- C* — Cylindrical Support (запрещены тангенциальные перемещения);
- D, E* — Cylindrical Support (запрещены радиальные перемещения);
- F, G* — compression only support (одностороннее тангенциальное ограничение);
- I* — Force (осевая сила)

На рис. 13 видно, что максимальные эквивалентные напряжения возникают при пробое подвески и концентрируются в области соединения рычага балансира и оси опорного катка, большинство частей конечно-элементной модели балансира — с избыточной прочностью.

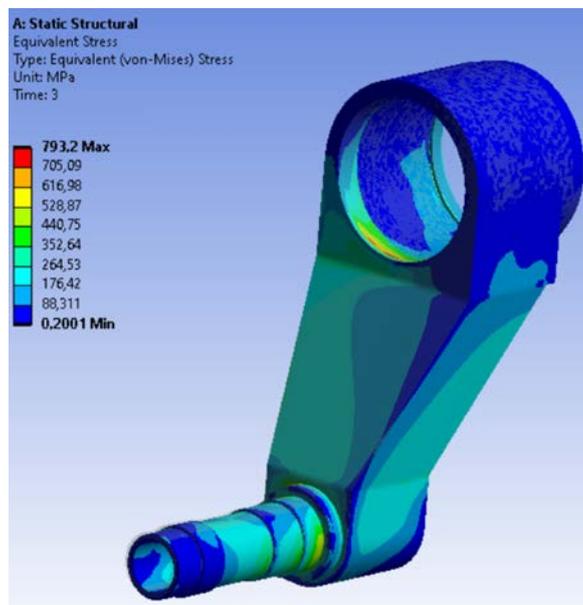


Рис. 13. Общее напряженное состояние балансира (по Мизесу), МПа

**Топологическая оптимизация балансира.** Топологическая оптимизация — это оптимизация распределения материала в проектной области при воздействии на нее заданных нагрузок и использовании ограничений различного рода: геометрических, прочностных, жесткостных и др.

Целью топологической оптимизации является увеличение или уменьшение заданного свойства конструкции при удовлетворении определенных условий, в качестве которых может выступать ограничение по максимальным эквивалентным напряжениям или минимальная частота собственных колебаний системы. Топология позволяет с помощью МКЭ расчетов снижать массу, улучшать жесткостные характеристики, оптимизировать форму конструкции под инженерные задачи. Топологическая оптимизация связана с предварительным расчетом линейного статического анализа.

Задачу оптимизации решали в следующей постановке: в качестве целевой функции была принята жесткость, в качестве ограничения — масса, составляющая 80 % массы проектируемой детали. Значение массы выбирали на основании существующего опыта решения подобных задач [8–10]. Результат топологической оптимизации балансира представлен на рис. 14.

Геометрическая интерпретация результата оптимизации осуществлялась в программной среде твердотельного моделирования. При этом сложные формы изопо-

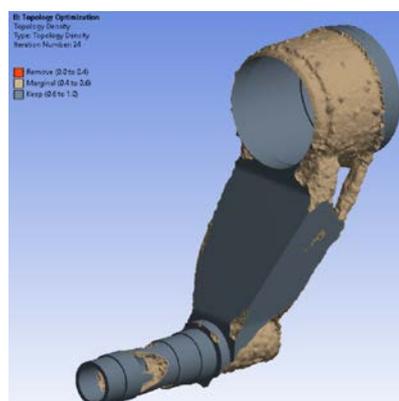


Рис. 14. Результат топологической оптимизации

верхности равных плотностей необходимо аппроксимировать более простыми геометрическими элементами. Это упрощает и ускоряет процесс расчета модели. Места сопряжения по возможности следует выполнять дугами наибольшего возможного радиуса для снижения концентрации напряжений в этих местах. На рис. 14 представлена геометрическая интерпретация результата топологической оптимизации балансира. Расчетная масса окончательной геометрической интерпретации балансира составляет 26,5 кг.

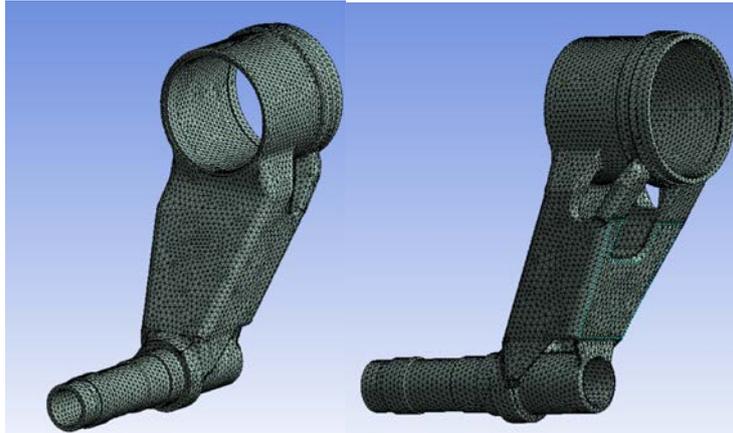


Рис. 15. Геометрическая интерпретация результата оптимизации

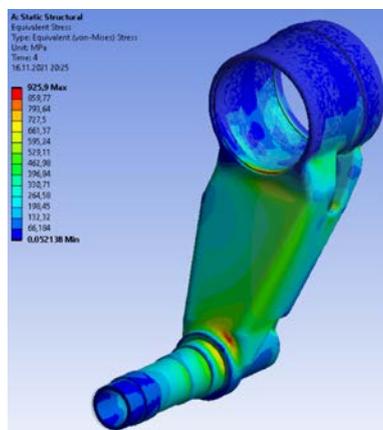


Рис. 16. Общее напряженное состояние оптимизированной геометрии балансира (по Мизесу), МПа

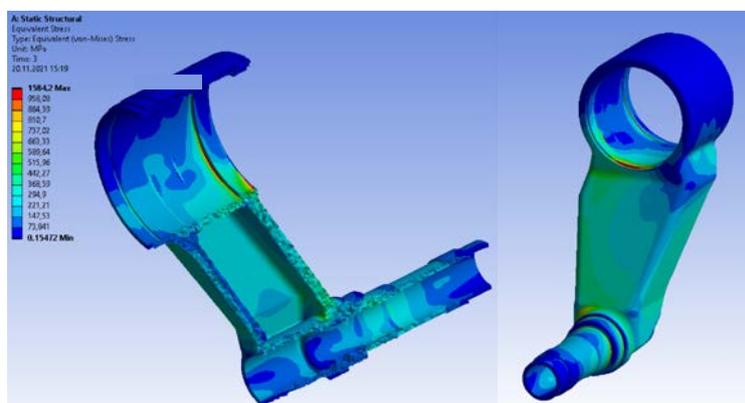
На этапе поверочного прочностного расчета геометрической интерпретации необходимо убедиться в прочности и работоспособности конструкции балансира. На картинке напряженных состояний (рис. 16) видно, что максимальные эквивалентные напряжения в режиме пробоя подвески сконцентрированы в зоне концентраторов напряжений и составляют 926 МПа, что соответствует прочностным характеристикам применяемого материала (см. выше). Данный узел подвески эксплуатируется в тяжелых условиях, поэтому такая конструкция не обеспечит правильную работу подвески гусеничной машины, в связи с этим была проведена технологическая доработка конструкции, представленная на рис. 17.

Окончательный вариант конструкции балансира состоит из верхней и нижней осей и полого рычага (см. рис. 17). Для повышения технологии изготовления конструкции балансира рычаг и оси соединяют между собой сварным швом. Расчетная масса окончательной геометрической интерпретации балансира составляет 33,5 кг.

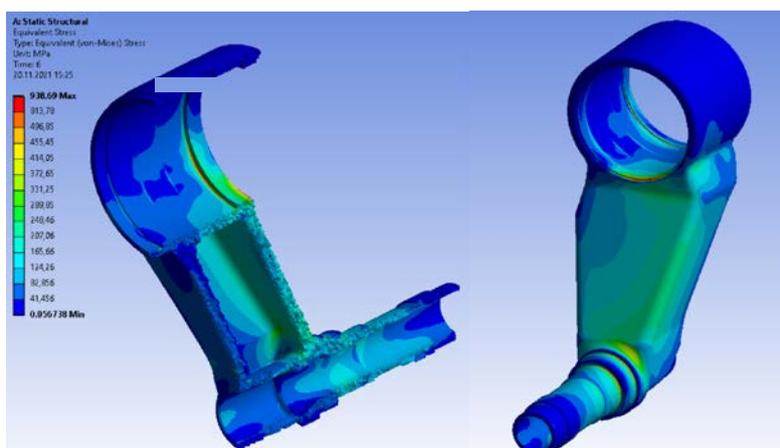


Рис. 17. Окончательный вариант конструкции

При выполнении поверочного расчета последней интерпретации использовали твердотельную конечно-элементную модель с меньшим размером элементов, что обеспечивает более точный расчет напряжения (рис. 18).



*a*



*б*

Рис. 18. Общее напряженное состояние окончательной конструкции балансира (по Мизесу):

*a* — в режиме десятикратной вертикальной перегрузки;

*б* — в режиме движения гусеничной машины по пересеченной местности

При сравнении данного результата с уровнем напряжения, который был получен при расчете геометрической интерпретации топологии балансира (см. рис. 16), видно, что максимальное эквивалентное напряжение в концентраторах выросло, при этом наблюдается более равномерное распределение напряжений по всему объему (см. рис. 18). При пробое подвески в концентраторах возникают максимальные эквивалентные напряжения (табл. 3) по сравнению с другими режимами, равные 1584 МПа. В остальных частях детали напряжения не превышают 850 МПа (рис. 18, а). В режиме движения гусеничной машины по пересеченной местности напряжения в концентраторах составляют 939 МПа, а в остальных частях детали не превышают 600 МПа (рис. 18, б).

Из анализа полученных данных следует, что максимальное эквивалентное напряжение в окончательной конструкции балансира превышает предел текучести в режиме движения гусеничной машины на подъем и в режиме пробоя подвески (табл. 3). Это связано с тем, что такие напряжения возникают только в зонах приложения нагрузок и граничных условий, где наблюдаются области сингулярности, а также не учитывается упругопластическое поведение предполагаемого материала балансира. При движении гусеничной машины по пересеченной местности (основном режиме движения) максимальные эквивалентные напряжения не превышают предела текучести. Максимальные значения эквивалентных напряжений представлены в табл. 3.

Таблица 3

## Результат расчета

Нагрузочный режим	Общее напряженное состояние (по Мизесу), МПа		
	До оптимизации	После оптимизации	Окончательный вариант
Десятикратная вертикальная перегрузка (пробой подвески)	793	926	1584
Движение по пересеченной местности	380	651	939
Вывешивание восьми опорных катков	207	363	523
Остановка гусеничной машины на косогоре ( $\alpha = 35^\circ$ )	129	249	504
Движение на подъем ( $\alpha = 35^\circ$ )	423	724	1044

**Заключение.** Проведенные вычисления демонстрируют работоспособность созданной модели балансира в исследуемых режимах нагружения с применением топологической оптимизации.

На начальном этапе топологии удалось добиться снижения массы балансира до 26,5 кг по сравнению с массой начальной конструкции, которая составила 57,8 кг. На следующем этапе из-за особенностей технологии изготовления детали и конструктивных ограничений форма детали отличается от результата топологической оптимизации, это привело к увеличению массы конструкции. Таким образом, в окончательной интерпретации масса балансира составила 33,5 кг, масса гусеничной машины уменьшилась более чем на 290 кг.

### Литература

- [1] Bendsoe M.P., Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1988, vol. 71, no. 2, pp. 197–224. DOI: [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(88\)90086-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(88)90086-2)
- [2] Басов К.А. Справочник пользователя ANSYS. М., ДМК Пресс, 2005.
- [3] Дядченко М.Г., Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. М., Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007.
- [4] Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессоривания гусеничных машин. М., Машиностроение, 1976.
- [5] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Основы расчета систем поддрессоривания гусеничных машин на ЭВМ. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
- [6] Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., Машиностроение, 1975.
- [7] Носов Н.А., ред. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л., Машиностроение, 1972.
- [8] Шевцова В.С., Шевцова М.С. Сравнительный анализ методов оптимизации топологии (SIMP и Level Set) на примере реконструкции крыла стрекозы. *Вестник ЮНЦ РАН*, 2013, т. 9, № 1, с. 8–16.
- [9] Шаболин М.Л. Оптимизация конструкции и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния балансира задней подвески вездеходного транспортного средства. *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*, 2020, № 4, с. 92–104.
- [10] Болдырев А.В. Топологическая оптимизация силовых конструкций на основе модели переменной плотности. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2011, т. 13, № 1-3, с. 670–673.

**Гринин Валерий Алексеевич** — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская федерация.

**Научный руководитель** — Поздняков Тихон Дмитриевич, старший преподаватель кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская федерация.

**Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:**

Гринин В.А. Топологическая оптимизация балансира гусеничной машины. *Политехнический молодежный журнал*, 2022, № 03(68). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-03-775>

---

**TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF TRACKED VEHICLE BALANCER**

V.A. Grinin

valiksevada@gmail.com

SPIN-code: 6711-3124

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

**Abstract**

*This paper considers the application of topological optimization method based on finite element modelling of tracked vehicle suspension assemblies. The topological optimization problem was solved as follows: the target function was taken as stiffness and the limitation as mass representing 80% of the designed part mass. A comparative analysis of the designed construction and the initial one was carried out. The constraint conditions and specified loads are described, and the results of strength calculations are presented. The optimization has reduced the mass of the balancer to 33.5 kg compared to the initial construction mass of 57.8 kg, retaining the required strength.*

**Keywords**

*Topological optimization, finite element method, finite element model, simulation modelling, tracked vehicle, torsional suspension, balancer, sprung mass*

Received 17.02.2022

© Bauman Moscow State Technical University, 2022

**References**

- [1] Bendsoe M.P., Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1988, vol. 71, no. 2, pp. 197–224. DOI: [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(88\)90086-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(88)90086-2)
- [2] Basov K.A. Spravochnik pol'zovatelya ANSYS [ANSYS user's guide]. Moscow, DMK Press, 2005 (in Russ.).
- [3] Dyadchenko M.G., Sarach E.B., Kotiev G.O. Konstruktsiya i raschet podvesok bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Design and calculation of fast tracked machine suspension]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007 (in Russ.).
- [4] Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of nonlinear cushion system for tracked vehicle]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976 (in Russ.).
- [5] Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin na EVM [Basics of computer calculation of cushion systems for tracked vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002 (in Russ.).
- [6] Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Theory foundations of transport tracked vehicle]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975 (in Russ.).
- [7] Nosov N.A., ed. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Design and calculation of tracked vehicles]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972 (in Russ.).
- [8] Shevtsova V.S., Shevtsova M.S. Comparative analysis of the topology optimization methods (SIMP and Level Set) (the reconstruction of the dragonfly wing being exemplified). *Vestnik YuNTs RAN*, 2013, vol. 9, no. 1, pp. 8–16 (in Russ.).
- [9] Shabolin M.L. Optimization of the design and experimental study of the stress-strain state of the rear suspension balancer of an all-terrain vehicle. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2020, no. 4, pp. 92–104 (in Russ.).

- [10] Boldyrev A.V. Topological optimization of load-bearing constructions on the basis of variable density model. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2011, vol. 13, no. 1-3, pp. 670–673 (in Russ.).

**Grinin V.A.** — Student, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — Pozdnyakov T.D., Senior Lecturer, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Please cite this article in English as:**

Grinin V.A. Topological Optimization of Tracked Vehicle Balancer. *Politekhnicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2022, no. 03(68). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-03-775.html> (in Russ.).