

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РУЛЕВЫХ ТРАПЕЦИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Е. П. ЛЕБЕДЕВ, Ю. А. ГУРВИЧ

Steering-line is one of the most important elements of the vehicle. Its improvement is an important part of the design.

In the present work an analysis of the existing scientific studies is given and the technique of multi-objective optimization of the parameters of the steering linkage is offered.

As a result of multi-objective optimization of parameters of the steering linkage a constructor is offered one of the points of Pareto. Moreover, each point of the Pareto has its own set of geometric (managed) parameters of steering linkage.

Ключевые слова: МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ, РУЛЕВАЯ ТРАПЕЦИЯ, ШКВОРЕНЬ, КОЛЕЯ, БАЗА МАШИНЫ.

Рулевая трапеция является одним из важнейших элементов транспортного средства. Ее совершенствование является важной частью конструкторских разработок.

В настоящей работе дается анализ имеющихся научных разработок и предложена методика многокритериальной оптимизации параметров рулевой трапеции.

Рассмотрим движение двухосной машины, совершающей идеальный поворот (т. е. колёса машины движутся без скольжения, а рулевая трапеция отсутствует). При этом рассматривается: во-первых, плоская модель; во-вторых, точками A и B являются точки пересечения осей цапф с осями шкворней (рисунок 1). Рассматривая два треугольника APD и BPC , легко вывести зависимость (уравнение котангенсов):

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = L / M, \quad (1)$$

где M – база машины (длина цапфы l при выводе (1) не учитывалась).

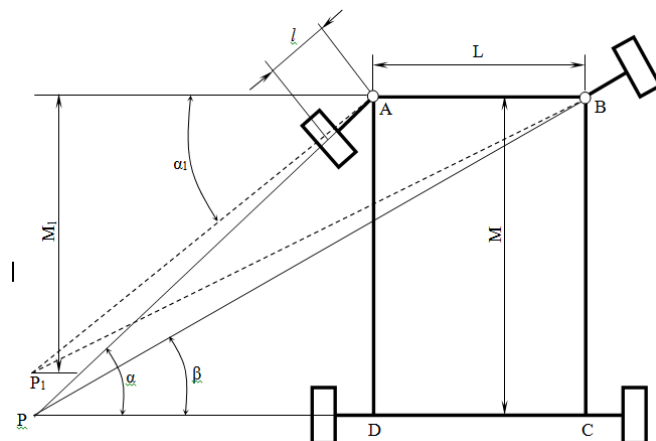


Рис. 1. Поворот машины, центр масс которой совершает криволинейное движение (точка P соответствует идеальному повороту машины, а точка P_1 – повороту машины, осуществленному четырехзвенной или шестизвенной трапецией). Боковая эластичность шин не учитывается

Так как у реальной машины в точке P (см. рисунок 1) не пересекаются перпендикуляры к скоростям центров колёс в точках A и B , то параметры рулевой трапеции не назначаются, а их нужно выбирать такими, чтобы как можно точнее реализовывалась зависимость (1).

С 1955 по 1965 г.г. в литературе появились четыре отличных друг от друга гипотезы выбора геометрии рулевых трапеций.

Анализ литературных источников показал, что:

1. Гипотеза Е.А. Чудакова, основана на стремлении к равенству боковых сил у управляемых колес.

2. Гипотеза Е. Фиалы, требует равенства удельных боковых сил на управляемых колесах, что возможно при соотношении углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, меньшем единицы. Для этого необходимо, чтобы угол поворота внутреннего колеса изменялся интенсивнее, чем этого требует уравнение котангенсов.

3. Гипотеза В.Б. Гауха и Р.О. Ширера, предусматривает равенство углов увода управляемых колес (выполняется при поворотах внутреннего и наружного управляемых колес на одинаковые углы).

4. Гипотеза Н. Хассельгрубера, предусматривает одинаковые мощности, затраченные на боковое скольжение колес (рулевая трапеция должна обеспечивать большую разность углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, чем этого требует уравнение котангенсов).

За последнее время выполнены исследования по оптимизации параметров рулевого привода и по изучению влияния его кинематики на выходные характеристики машин. В результате установлено, что каждая из четырех гипотез справедлива только для какого-то одного из режимов движения автомобиля; приемлемые показатели управляемости и износа шин для некоторых типов машин достигаются иногда в тех случаях, когда нормальное ускорение центра масс машин, совершающей криволинейное движение не превышает величины, равной 4 м/с^2 , а внешние и внутренние управляемые колеса поворачиваются на углы, которые минимально отличаются от найденных из уравнения котангенсов.

Следовательно, в настоящее время на вооружении проектировщиков имеется пять гипотез, с помощью которых можно выбрать параметры рулевой трапеции самоходной машины.

В целом краткий анализ работ, связанных с рабочими процессами рулевого привода позволяет сделать следующие выводы:

1. Большинство методик расчётного определения параметров рулевых трапеций базируются на необоснованных, а иногда на неточных допущениях. Нет чёткой ясности в определении некоторых исходных данных, а именно:

- не определена точность и область применимости уравнения котангенсов (1);
- не ясно, какую из величин шкворневой колеи принимать в качестве исходной;
- не ясно, как влияют углы наклона шкворня на точность расчётов рулевой трапеции (можно ли пространственную конструкцию сопоставлять с условием поворота машины, колёса которой движутся без скольжения, справедливым для плоской модели).

2. В литературе не приведены механико-математические модели различных конструкций рулевых трапеций, кроме четырёхзвенной [1] и шестизвенной [2,3].

3. Отсутствуют математически обоснованные критерии выбора параметров рулевых трапеций.

4. В литературе отсутствуют методики оптимального выбора параметров рулевых трапеций при постоянных величинах шкворневой колеи и базы двухосных машин, кроме методик, описанных в [2, 3, 5].

5. В литературе отсутствует методика оптимизации параметров такой рулевой трапеции, которая являлась бы оптимальной для ряда машин с различной величиной базы M_j .

Авторы предлагают новую методику многокритериальной оптимизации рулевой трапеции. Прежде, чем приступить к многокритериальной оптимизации, необходимо создать адекватные механико-математические модели различных конструкций рулевых трапеций.

Под механико-математической моделью понимается совокупность схемы рулевой трапеции и формализованной связи (математического описания $\beta = \Phi(\alpha, \lambda_1, \dots, \lambda_j, g_1, \dots, g_m)$, где β – угол поворота внешнего управляемого колеса машины; α – угол поворота внутреннего колеса; $\lambda_1, \dots, \lambda_j$ – управляемые параметры; j – количество управляемых параметров; g_1, \dots, g_m – неуправляемые параметры; m – количество неуправляемых параметров).

В настоящее время известна только одна механико-математическая модель – модель четырехзвенной неразрезной рулевой трапеции, впервые полученная академиком Е.А. Чудаковым [1]. Для всех остальных конструкций рулевых трапеций приведены только схемы, а математические описания $\beta = \Phi(\alpha, \lambda_1, \dots, \lambda_j, g_1, \dots, g_m)$ отсутствуют. Причём для каждой новой конструкции рулевой трапеции будет свое число звеньев и своя совокупность конструктивных параметров.

Рассмотрим шестизвенную рулевую трапецию (рисунок 2).

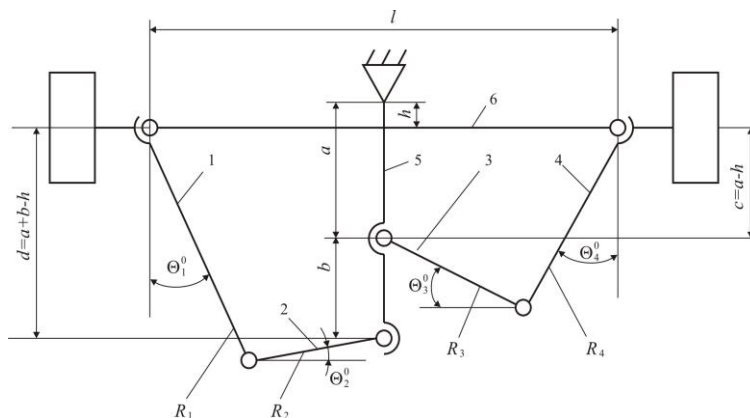


Рис. 2. Схема несимметричной шестизвенной рулевой трапеции автобуса «МАЗ», колеса которого находятся в нейтральном положении

Для расчета параметров этой шестизвенной рулевой трапеции необходимо формализовать связь угла поворота наружного колеса β от угла поворота внутреннего колеса α и других управляемых и неуправляемых (конструктивных) параметров $\beta = \beta(\alpha, \lambda_1, \dots, \lambda_j, g_1, \dots, g_m)$.

На рисунке 2 изображена новая шестизвенная рулевая трапеция автобуса «МАЗ» в исходном положении. На этом рисунке пронумерованы длины стержней 1 – 5 соответственно через $R_1 - R_5$, $R_5 = a + b$, $L = 2l$, а углы, определяющие направление стержней в начальном положении (до поворота рулевого колеса), обозначены индексом «0»: $\Theta_1^0, \Theta_2^0, \Theta_3^0, \Theta_4^0$.

При повороте рулевого колеса автобуса углы $\Theta_1^0, \Theta_2^0, \Theta_3^0, \Theta_4^0$ станут другими, и появится угол наклона стержня 5 к вертикали. Обозначим угол, определяющий направления стержней 1 – 5 в ненулевом положении $\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3, \Theta_4, \Theta_5$.

Штриховыми линиями на рисунке 2 показаны начальные положения стержней 1 и 5. При повороте управляемого внутреннего колеса автобуса влево на угол α стержни 1, 4 и 5 будут вращаться против часовой стрелки, а углы Θ_1 и Θ_4 будут соответственно равны:

$$\Theta_1 = \Theta_1^0 + \alpha, \quad \Theta_4 = \Theta_4^0 - \beta, \quad \alpha = \Theta_1 - \Theta_1^0, \quad \beta = \Theta_4^0 + \Theta_4.$$

Для расчета параметров шестизвенной рулевой трапеции требуется определить зависимость угла поворота наружного колеса β от угла поворота внутреннего колеса $\beta = \beta(\alpha, \lambda_1, \dots, \lambda_j, g_1, \dots, g_m)$ и других конструктивных параметров, что эквивалентно определению $\Theta_4 = \Theta_4(\Theta_1)$.

Определение начальных углов Θ_1^0 и Θ_4^0

Определение Θ_1^0 . Рассматриваем часть трапеции левее стержня 5 (рисунок 2).

$$\text{СВЯЗИ: } \begin{cases} R_1 \sin \Theta_1^0 + R_2 \cos \Theta_2^0 = l, \\ -R_1 \cos \Theta_1^0 + R_2 \sin \Theta_2^0 + b + a = h. \end{cases} \quad (2)$$

Из (2) исключим Θ_2^0 и обозначим $b + a - h = d$. Получим:

$$\begin{cases} l - R_1 \sin \Theta_1^0 = R_2 \cos \Theta_2^0, \\ R_1 \cos \Theta_1^0 - d = R_2 \sin \Theta_2^0. \end{cases} \quad (3)$$

Возводим в квадрат уравнения (3) и складываем их. В результате получим:

$$l \sin \Theta_1^0 + d \cos \Theta_1^0 = \frac{l^2 + R_1^2 + d^2 - R_2^2}{2R_1}. \quad (4)$$

Введем угол μ_1 следующим образом:

$$\begin{cases} l = A_1 \cos \mu_1 \\ d = A_1 \sin \mu_1 \end{cases} \Rightarrow \operatorname{tg} \mu_1 = \frac{d}{l}, \quad A_1 = \sqrt{l^2 + d^2}, \quad \mu_1 = \operatorname{arctg} \frac{d}{l}.$$

Преобразуем выражение (4):

$$\Theta_1^0 = \arcsin \frac{l^2 + R_1^2 + d^2 - R_2^2}{2R_1 \sqrt{l^2 + d^2}} - \operatorname{arctg} \frac{d}{l}.$$

Определение Θ_4^0 . Рассматриваем часть трапеции правее стержня 5 (рисунок 2).

$$\text{Связи: } \begin{cases} R_3 \cos \Theta_3^0 + R_4 \sin \Theta_4^0 = l, \\ -d + b - R_3 \sin \Theta_3^0 + R_4 \cos \Theta_4^0 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Из (5) исключим Θ_3^0 и обозначим $c = d - b = a - h$. Получим:

$$\begin{cases} R_3 \cos \Theta_3^0 = l - R_4 \sin \Theta_4^0, \\ R_3 \sin \Theta_3^0 = R_4 \cos \Theta_4^0 - c. \end{cases} \quad (6)$$

Исключим из уравнений (6) Θ_3^0 , возведем их в квадрат и сложим:

$$l \sin \Theta_4^0 + c \cos \Theta_4^0 = \frac{l^2 + R_4^2 + c^2 - R_3^2}{2R_4}. \quad (7)$$

Введем угол μ_2 следующим образом:

$$\begin{cases} l = A_2 \cos \mu_2 \\ d = A_2 \sin \mu_2 \end{cases} \Rightarrow \operatorname{tg} \mu_2 = \frac{c}{l}, \quad A_2 = \sqrt{l^2 + c^2}, \quad \mu_2 = \operatorname{arctg} \frac{c}{l}.$$

$$\text{Преобразуем выражение (7): } \Theta_4^0 = \arcsin \frac{l^2 + R_4^2 + c^2 - R_3^2}{2R_4 \sqrt{l^2 + c^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c}{l}.$$

Аналогичным образом получаем зависимости

$$\Theta_4 = \arcsin \left(\frac{1}{2R_4 A_2(\Theta_5)} (l^2 + a^2 + R_4^2 + h^2 - R_3^2 - 2ah \cos \Theta_5 + 2al \sin \Theta_5) \right) - \mu_2(\Theta_5),$$

$$\Theta_5 = \operatorname{arctg} \frac{R_1 \cos \Theta_1 + h}{l - R_1 \sin \Theta_1} - \arcsin \frac{l^2 + (a+b)^2 + R_1^2 + h^2 - R_2^2 - 2lR_1 \sin \Theta_1 + 2hR_1 \cos \Theta_1}{2(a+b) \sqrt{(R_1 \cos \Theta_1 + h)^2 + (l - R_1 \sin \Theta_1)^2}}.$$

В итоге зависимость угла поворота наружного колеса β от угла поворота внутреннего колеса $\beta = \beta(\alpha, \lambda_1, \dots, \lambda_j, g_1, \dots, g_m)$ примет вид:

$$\beta = \Theta_4^0 - \arcsin \frac{l^2 + a^2 + R_4^2 + h^2 - R_3^2 - 2ah \cos \Theta_5 + 2al \sin \Theta_5}{2R_4 \sqrt{(a \cos \Theta_5 - h)^2 + (a \sin \Theta_5 + l)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{a \cos \Theta_5 - h}{a \sin \Theta_5 + l},$$

где $\Theta_4^0 = \operatorname{arctg} \frac{l^2 + R_4^2 + c^2 - R_3^2}{2R_4 \sqrt{l^2 + c^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c}{l},$

$$\Theta_5 = \operatorname{arctg} \frac{R_1 \cos(\Theta_1^0 + \alpha) + h}{l - R_1(\Theta_1^0 + \alpha)} - \arcsin \frac{l^2 + (a+b)^2 + R_1^2 + h^2 - R_2^2 - 2lR_1 \sin(\Theta_1^0 + \alpha) + 2hR_1 \cos(\Theta_1^0 + \alpha)}{2(a+b) \sqrt{(R_1 \cos(\Theta_1^0 + \alpha) + h)^2 + (l - R_1 \sin(\Theta_1^0 + \alpha))^2}},$$

$$\Theta_1^0 = \arcsin \frac{l^2 + R_1^2 + d^2 - R_2^2}{2R_1 \sqrt{l^2 + d^2}} - \operatorname{arctg} \frac{d}{l}.$$

Таким образом, разработана новая механико-математическая модель шестизвенной несимметричной рулевой трапеции автобуса «МАЗ», которая может быть использована для одно- и многокритериальной оптимизации конструктивных параметров рулевой трапеции по критерию износа шин.

Эта рулевая трапеция содержит двенадцать конструктивных параметров: $l, R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 = a + b, a, b, h, \Theta_1^0, \Theta_2^0, \Theta_3^0, \Theta_4^0$, в том числе восемь независимых ($l, R_1, R_2, R_3, R_4, a, b, h$). Варьируя независимыми параметрами при разной базе, мы получаем различные варианты многокритериальной оптимизации.

То есть, в результате многокритериальной оптимизации параметров рулевой трапеции конструктору предлагается одна из точек Парето. Причем, каждой точке Парето соответствует своя совокупность геометрических (управляемых) параметров рулевой трапеции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Изд. АН СССР, 1961. – 462 с.
2. Гурвич Ю.А., Корытко Л.С., Ковалева И.Л. Автоматизация проектирования рулевых трапеций колесных машин // В кн.: Совершенствование средств и методов расчета изделий машиностроения. Волгоград, 1990. С. 99–100.
3. Гурвич Ю.А. Оптимизация параметров шестизвенной рулевой трапеции трактора МТЗ-80 во всем диапазоне длин колеи // Материалы международной 51-й НТК БГПА. Ч.2. Минск, 1995. С. 106.
4. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление. – М.: Машиностроению. 1987. – 228 с.
5. Гурвич Ю.А. Проектирование рулевых трапеций различных конструкций транспортных средств // Материалы 50-й НТК БГПА. Ч.1. Минск, БГПА. 1994. С. 56.
6. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 344 с.
7. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчёт автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – 376с.