

УДК 621.01

СИНТЕЗ РУЛЕВЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В.В. Кореновский¹, Э.Е. Сильвестров², А.Я. Погребняк², Н.В. Умнов²

1 - Московский государственный технический университет "МАМИ", Москва, Россия

2 - Институт машиноведения им. А.А. Благодрава РАН, Москва, Россия

vkorenovskii@mail.ru

Аннотация Рассмотрены типовые схемы автомобильных рулевых механизмов на основе трапеций. При синтезе таких механизмов применялись как традиционные, так и оригинальные методы синтеза. Показано, что для увеличения точности поворота необходимо применять многозвенные рулевые трапеции. Приводятся результаты синтеза таких устройств и необходимые рекомендации.

Ключевые слова: синтез рулевых механизмов, целевая функция, параметры синтеза, традиционные и нетрадиционные методы синтеза.

Annotation Typical schemes of automobile steering mechanisms on the basis of trapezes are considered. At synthesis of such mechanisms were applied both traditional, and original methods of synthesis. It is shown that it is necessary to apply iterative steering trapezes to increase in accuracy of turn. Results of synthesis of such devices and necessary recommendations are resulted.

Синтез передаточных механизмов проведем на примере рулевого устройства автомобиля. Обычно для этих целей в большинстве автомобилей используется простейший механизм – рулевая трапеция. Целью этого устройства является поворот управляемых колес на такие углы, при которых оси вращения всех колес пересекаются в одной точке. В этом случае при повороте не будет бокового скольжения колес поперек плоскости колеса, что уменьшит сопротивление движению и исключит дополнительный износ шин (см. рисунок 1).

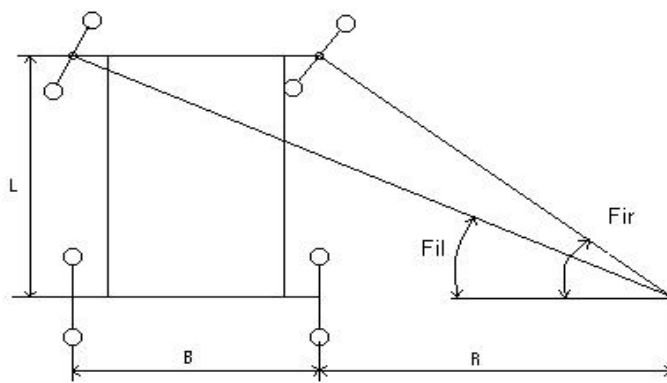


Рис. 1

Необходимые углы поворота колес можно определить по элементарным формулам [1]

$$\operatorname{ctg} \varphi_L - \operatorname{ctg} \varphi_R = \frac{B}{L}. \quad (1)$$

Здесь $\frac{B}{L}$ – отношение ширины колеи B к базе L . Наиболее распространенное значение 0.5, φ_L и φ_R соответствуют углам поворота наружного и внутреннего колес.

Преобразуем формулу (1) к более удобному при расчетах на компьютере виду

$$\varphi_L = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_R}{\frac{B}{L} \operatorname{tg} \varphi_R + 1} \right). \quad (2)$$

Формула (2) применяется в случае поворота машины вправо, в противном случае необходимо применять формулу

$$\varphi_R = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_L}{\frac{B}{L} \operatorname{tg} \varphi_L + 1} \right). \quad (3)$$

Классическая рулевая трапеция не может обеспечить точное выполнение этой функции, и, как правило, точное совпадение нужных углов поворота колес бывает только в двух точках – в начальный момент поворота, т.е. при прямолинейном положении колес, и в какой-нибудь еще одной промежуточной точке. Точность, за которую принимают максимальную разницу отклонений углов от идеальных, обычно составляет несколько градусов. Для большинства автомобилей это не является критически опасным и с этим на практике мирятся, поскольку при этом собственно рулевое устройство конструктивно получается достаточно простым и хорошо отработанным.

Тем не менее, существуют некоторые виды автомобилей, где затраты энергии при маневрировании составляют заметную долю в общем энергетическом балансе и конструкторы принимают различные меры для снижения этих затрат. Одним из подходов является переход на более сложные рулевые механизмы, обладающие большей точностью реализации функции поворота колес. Впервые в литературе предложения о новых рулевых устройствах было высказано в связи с разработкой экспериментальных автомобилей на солнечных батареях. В работе канадских ученых [2] была приведена схема сдвоенной рулевой трапеции, примененная в автомобиле австралийских инженеров (см. рисунок 2). Проведен синтез такой трапеции. Эта схема не является абсолютно новой, поскольку использовалась в некоторых видах автомобильных прицепов, использованная там правда не с целью повышения точности поворота, а из конструктивных соображений, поскольку в качестве рулевой сошки в случае прицепа естественно использовать его дышло. Цифры, приведенные в работе канадских исследователей, вызывали определенные сомнения в их достоверности, а графические зависимости были изображены в таком мелком масштабе, что исключало их анализ.

Однако наличие дополнительных звеньев в новом шестизвенном рулевом устройстве увеличивает число варьируемых параметров по сравнению с четырехзвенной трапецией, что в принципе должно повысить точность реализуемых функций. Проведем необходимый синтез этого устройства. Прежде всего, отметим, что механизм должен быть симметричным в связи с равнозначностью поворота вправо и влево. Это уменьшает общее число варьируемых параметров.

На рисунке 2 представлена рассматриваемая шестизвенная схема механизма рулевой трапеции автомобиля. Со звеньями 1 и 5 жестко связаны управляемые колеса (правое, внутреннее (R) и левое, внешнее (L) соответственно). Заданной входной переменной является угол φ_{Rj} – угол отклонения плоскости правого колеса от плоскости направления движения или, угол наклона звена 1 к горизонтальной оси неподвижной системы координат, а выходной переменной – φ_{Lj} угол наклона звена 5.

Найдем функцию отклонения действительного угла поворота выходного колеса от расчетного (эталонного) в виде

$$\Delta_j = \varphi_{L_j}(p) - \varphi_{L_j}^t, \quad (4)$$

где $\varphi_{L_j}^t$ определяется по выражению (2), $\varphi_{L_j}(p)$ - действительные углы отклонения левого колеса, p – вектор параметров синтеза.

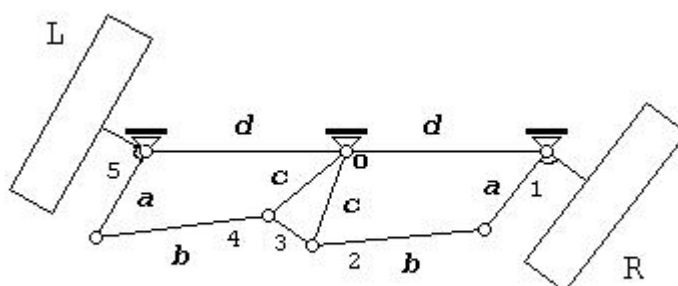


Рис. 2

Имея аналитическое выражение отклонения от заданной функции Δ_j (4), можно сформировать целевую функцию. Используя для этого квадратическое приближение, получим

$$S(p) = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \Delta_j^2, \quad (5)$$

где k – число заданных положений поворачиваемых колес.

В этом случае решением задачи синтеза считается нахождение минимума целевой функции (5) и нахождение значений параметров синтеза p_i , которые находятся из условий равенства нулю частных производных целевой функции по параметрам синтеза

$$\frac{\partial S(p)}{\partial p_i} = 0; \quad i = 1, \dots, n. \quad (6)$$

Здесь n - число параметров синтеза.

Решение данной задачи осуществлялось с применением численных градиентных методов спуска (метод наискорейшего спуска). Вначале определялся вектор начальных значений параметров синтеза, а затем находился шаг [3], по которому отыскивались следующие значения параметров:

$$\alpha = \frac{-\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial S(p)}{\partial p_j} \right)^2}{\sum_{j,k=1}^n \frac{\partial S(p)}{\partial p_j} \cdot \frac{\partial S(p)}{\partial p_k} \cdot \frac{\partial^2 S(p)}{\partial p_j \cdot \partial p_k}}. \quad (7)$$

Новые, уточненные значения параметров определялись по выражениям вида

$$p_j^{i+1} = p_j^i + \alpha \frac{\partial S(p)}{\partial p_j^i}. \quad (8)$$

При решении задачи синтеза все частные производные заменялись центральными конечными разностями. Решение задачи синтеза считалось законченным при выполнении условия

$$S_{i+1} - S_i \leq \xi, \quad (9)$$

где ξ – малая величина, допускаемая условиями задачи.

Для решения проблемы выбора начальных значений параметров синтеза был использован, разработанный в МАМИ (кафедра ТММ) и лаборатории динамики машин (ИМАШ РАН), метод решения оптимизационных задач, условно названный методом «тяжелого шарика» [4].

Необходимость в разработке данного метода была принята в результате анализа существующих стандартных методов оптимизации, применяемых для решения задач синтеза механизмов.

Известно, что методы, основанные на случайном поиске, позволяют в принципе найти глобальный минимум целевой функции, но при наличии большого количества параметров резко растет число вариантов перебора. Если целевая функция содержит n параметров, и каждый параметр сканируется в k точках, то общее число вариантов перебора соответствует k^n случаям. Не спасает положение и применение точек Соболя, т.е. точек, равномерно распределенных в n - мерном пространстве параметров. Действительно, число точек понижается, но одновременно огрубляется система поиска нужных решений.

Все градиентные методы хорошо работают только при удачном приближении, и при этом ищется ближайший минимум функции. Вопрос нахождения глобального минимума остается открытым. Вторым недостатком градиентных методов следует считать слишком грубую аппроксимацию целевой функции квадратичным многочленом или многочленом третьей степени (метод Давидона-Флетчера-Пауэлла). Все эти методы вычисляют величину шага от начальной точки таким образом, чтобы сразу найти минимум аппроксимирующей функции [5]. Но этот минимум совсем не означает минимума целевой функции. Чем дальше находится исследуемая точка от особой (т.е. все частные производные целевой функции равны нулю) тем менее достоверным считается промежуточное решение и очередной шаг.

В основе метода лежит идея, высказанная Н.С. Бахваловым [6] о тяжелом шарике, скатывающемся по n - мерной поверхности, имитирующей целевую функцию по направлению антиградиента. Шарик, достигая особой или псевдоособой точки (точки, где не все частные производные равны нулю, а функция имеет перегиб) продолжает свое движение, имея запас кинетической энергии, позволяющей ему преодолеть потенциальный барьер. Таким образом, движение шарика позволяет получить координаты большинства псевдоособых точек, значения параметров в которых и принимаются в качестве начальных приближений.

На рисунке 3 показана графическая интерпретация метода. В зависимости от задаваемого коэффициента трения k_t можно получить разнообразные траектории движения шарика по исследуемой поверхности и вычислить значение функции в соответствующих точках.

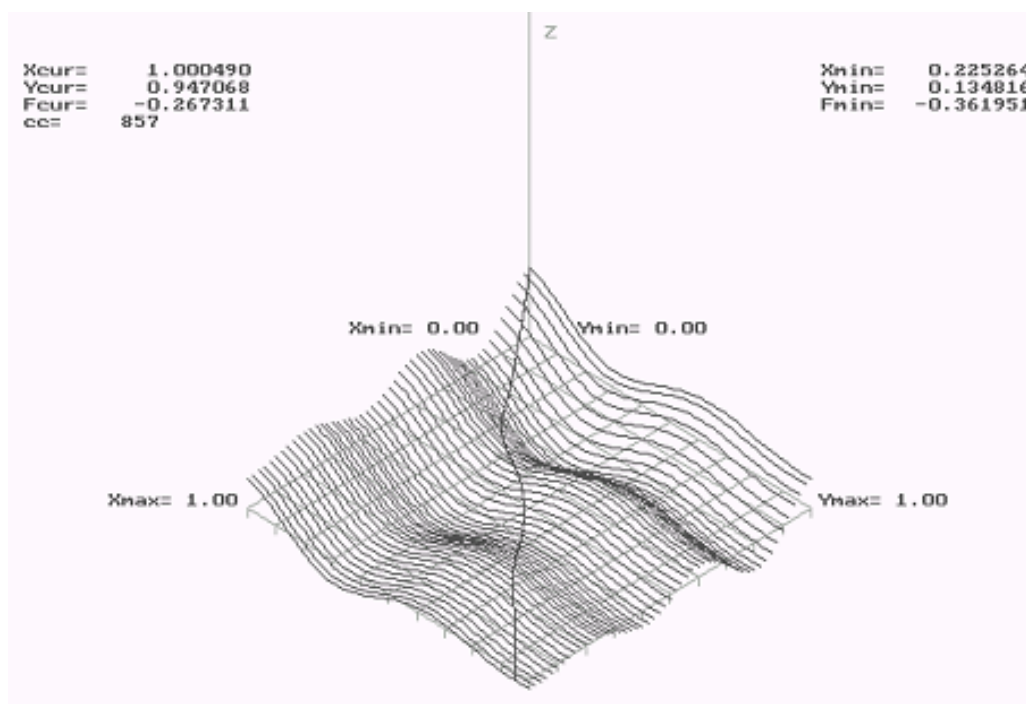


Рис. 3

Движение шарика по поверхности описывается дифференциальными уравнениями

$$m \frac{dv_i}{dt} = F_i + N_i, \quad i = 1 \dots n; \quad (10)$$

где m – масса шарика, v_i – скорость изменения i -го параметра, F_i – сила, действующая на шарик вдоль i -го параметра, N_i – опорная реакция поверхности на шарик по i -й координате, n – число параметров синтеза.

В свою очередь, опорная реакция поверхности по i -й координате может быть определена как

$$N_i = N \cdot \frac{\frac{\partial S(p)}{\partial p_i}}{\text{grad } S(p)} = \lambda \cdot \frac{\partial S(p)}{\partial p_i}, \quad (11)$$

где λ – неопределенный множитель Лагранжа, $\frac{\partial S(p)}{\partial p_i}$ – частная производная целевой функции по i -му параметру.

Принимаем $m=1$, $\lambda=1$, $F_i=0$. Учитывая, что движение шарика осуществляется по направлению антиградиента, получаем $2n$ дифференциальных уравнений первого порядка, решение которых можно провести численным методом

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= v_i, \\ \frac{dv_i}{dt} &= - \frac{\partial S(p)}{\partial p_i}, \quad i = 1, \dots, n. \end{aligned} \quad (12)$$

Решение данной системы дифференциальных уравнений проводилось методом Рунге-Кутты 4 порядка. Все этапы нахождения псевдоособых точек контролировались особыми графическими процедурами, позволяющими выводить на дисплей динамику изменения значения целевой функции, значения параметров и их скоростей во всех псевдоособых точках, а также просматривать имитацию движения и траекторию опорной точки во всех интересующих нас точках

Сущность метода заключается в организации движения условного шарика по n -мерной поверхности, представляющей целевую функцию. Движение шарика происходит по направлению антиградиента, при этом фиксируются прохождения псевдоособых точек (в них большинство частных производных целевой функции равно нулю). Характерно, что «шарик» в них не останавливается, а продолжает движение. Специально разработанное программное обеспечение позволяет исследователю в интерактивном режиме анализировать каждую псевдоособую точку и принимать решение об окончании поиска в связи с получением решения с минимальным значением целевой функции или о продолжении синтеза, если, по его мнению, имеет место локальный минимум.

Основным преимуществом данного метода является то, что система не заканчивает поиск в найденном минимуме (возможно локальном), а последовательно дает множество решений по направлению антиградиента, среди которых можно выбрать наиболее точное.

Данный метод позволяет также нахождение дополнительных псевдоособых точек, если запускать программу поиска из ранее найденных точек с нулевыми скоростями изменения параметров синтеза.

Особенности построения составленных программ оптимизации заключались в том, что в них не использовались аналитические зависимости, связывающие размеры звеньев с целевой функцией. В них передаточный механизм разбивался на группы Ассура, и после задания входного угла проводился последовательный анализ групп для получения численного значения положения выходного угла. При этом использовались типовые подпрограммы анализа кинематики групп, также разработанные в лаборатории. Такой подход позволял для любого значения угла поворота l -го звена численно получить угол поворота звена 5 , и затем сравнивать его с заданным. Это дало возможность получить достаточно простые программы, исключая опасность возникновения неверного решения из-за ошибок в написании громоздких аналитических функций.

Счет по указанным программам также был достаточно длительным, однако позволил получить несколько новых механизмов. Любопытно, что механизм, представленный канадскими учеными в работе [2] как оптимальный, не вошел в число найденных механизмов. На рисунке 4 представлен график изменения выходной функции одного из найденных механизмов с параметрами ($a = p_1 = 0.5$ $c = p_2 = 0.34$ и углом развала звена 3 $\alpha = 40^\circ$). На рисунке функции FiR и FiL – это углы поворота правого и левого колес.

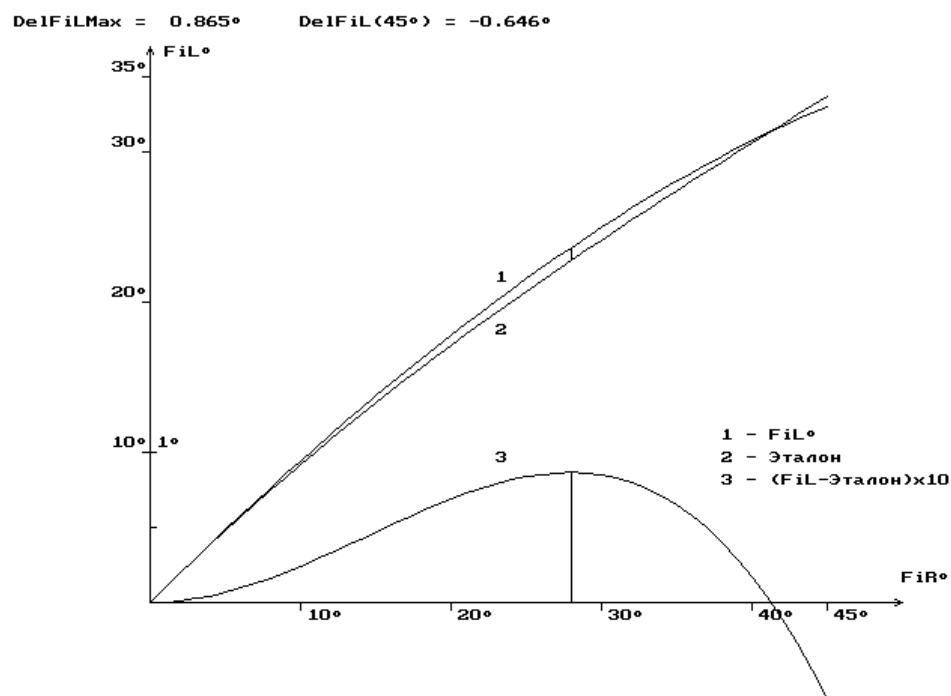


Рис. 4

Отдельно изображен, увеличенный в 10 раз, график реального угла отклонения левого колеса от расчетного угла, рассчитываемого по формуле (2). Наибольшее отклонение в диапазоне до 45° равно 0,865°, что существенно превосходит точность, реализуемую в одинарной трапеции.

Следующим этапом оптимизации с использованием описанной методики был синтез рулевого механизма с увеличенным числом варьируемых параметров. В частности, к системе были добавлены два параметра: 1) y_0 – положение центрального рулевого шкворня, которое в общем случае не обязательно должно быть на линии, соединяющей центры вращения рулевых сошек, и 2) углы наклона звеньев 1 и 5, отличные от 90 градусов, (конечно симметрично отклоненные от продольной оси на одинаковые углы, что дает только один параметр). При синтезе с учетом этих дополнительных переменных в качестве начального приближения принимались $y_c = 0$ и $\varphi_{10} = \varphi_{50} = \frac{\pi}{2}$. Характерно, что оптимизация устойчиво приводила к смещению положения точки C в положительную область, что, по-видимому, справедливо. Оптимизируемая схема приведена на рисунке 5.

На рисунке 5 приведен интерактивный экран программы поиска оптимальных параметров по методу «тяжелого шарика». Видно, что это еще не конец синтеза, поскольку скорости изменения градиента не нулевые. По истории синтеза видно, что при 43-й итерации и при 299-й достигались локальные минимумы, однако оператор принял в обоих случаях решение продолжить анализ при том же направлении изменения градиента. Если бы, например, после 43-й итерации было принято решение о выходе и фиксации полученных параметров, то после вторичного входа в программу с начальными зафиксированными на 43-й итерации параметрами направление изменения градиента изменилось бы, тем самым произошло бы «ветвление» процесса поиска. Остановившись в точках локальных минимумов и меняя направление изменения параметров можно в принципе получить множество оптимальных механизмов. Сравнивая их, можно, в конечном счете, получить наиболее подходящий механизм.

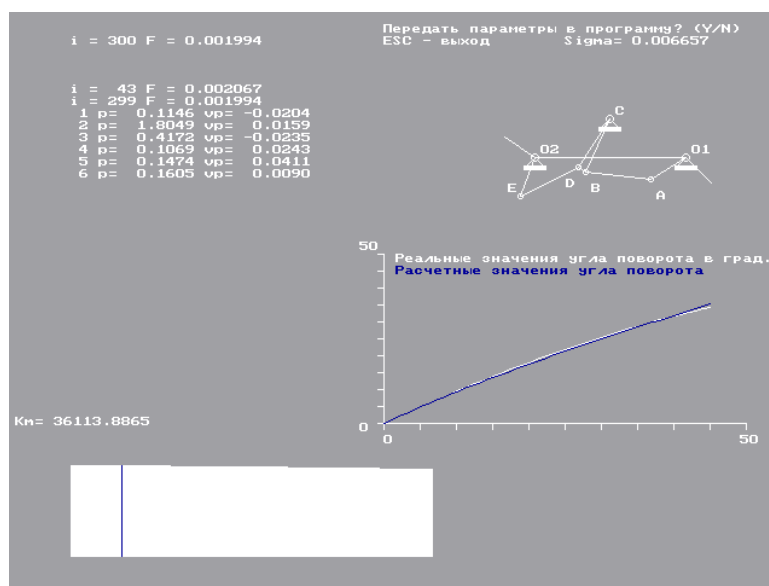


Рис. 5

Видно, что более сложные шестизвенные рулевые механизмы дают существенное увеличение точности, которая может быть доведена до долей процента. В результате анализа и синтеза оптимальных схем передаточных механизмов рулевых устройств показано, что точность воспроизведения функциональной зависимости шестизвенного механизма примерно в 2 раза лучше точности традиционного четырехзвенного механизма рулевой трапеции. При синтезе механизмов рулевой трапеции с большим количеством параметров (восьмизвенный механизм) точность воспроизведения функциональной зависимости увеличилась в три раза по отношению к типовому базовому, четырехзвенному механизму [6]. Точность реализации функции управления по модернизированной схеме после оптимизационного синтеза по описанной методике повысилась примерно вдвое (рисунок 6), хотя диапазон изменения углов слегка уменьшился.

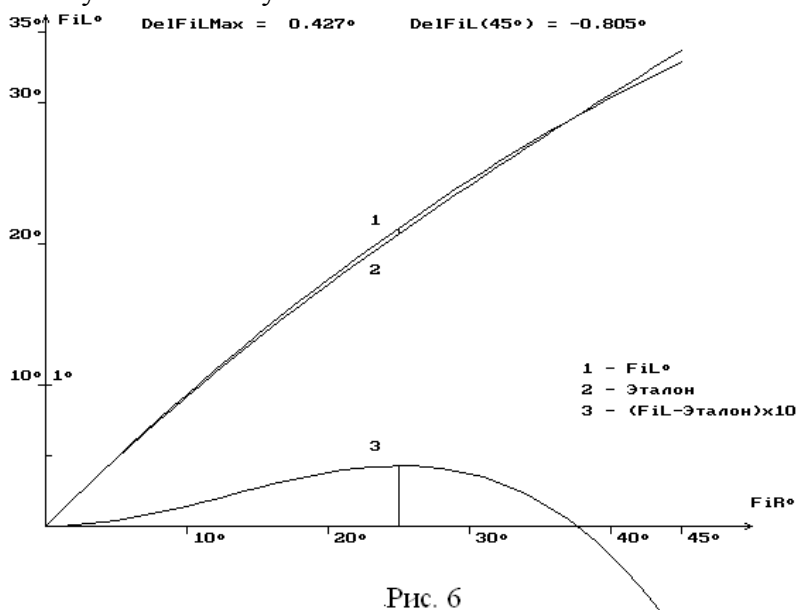


Рис. 6

Рисунок 7 показывает результаты синтеза восьмизвенного механизма. В верхней левой части рисунка представлены значения параметров синтеза и скорости изменения параметров. Так как скорости изменения параметров практически равны нулю, то можно считать, что мы находимся в особой точке. Относительная ошибка действительных углов поворота управляемого колеса от расчетных не превышает 0.32%. График на рисунке 7

показывает практическое совпадение расчетных и реальных значений углов поворота управляемых колес в диапазоне $0^\circ - 45^\circ$ угла поворота ведущего колеса

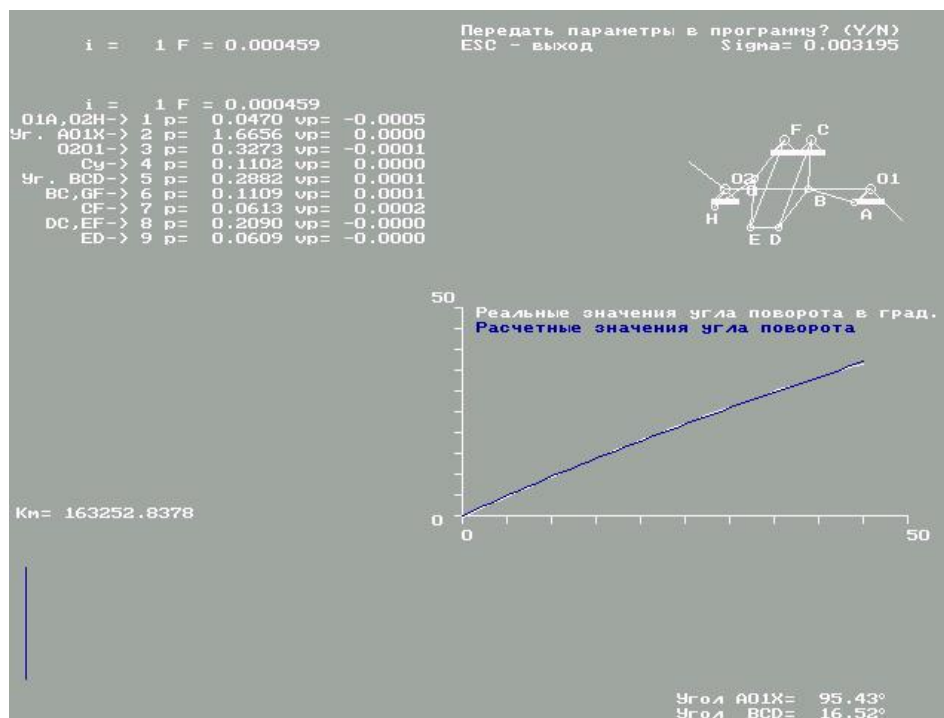


Рис. 7

. На рисунке 8 показаны сравнительные результаты синтеза четырехзвенного, шестизвенного и восьмизвенного механизмов.

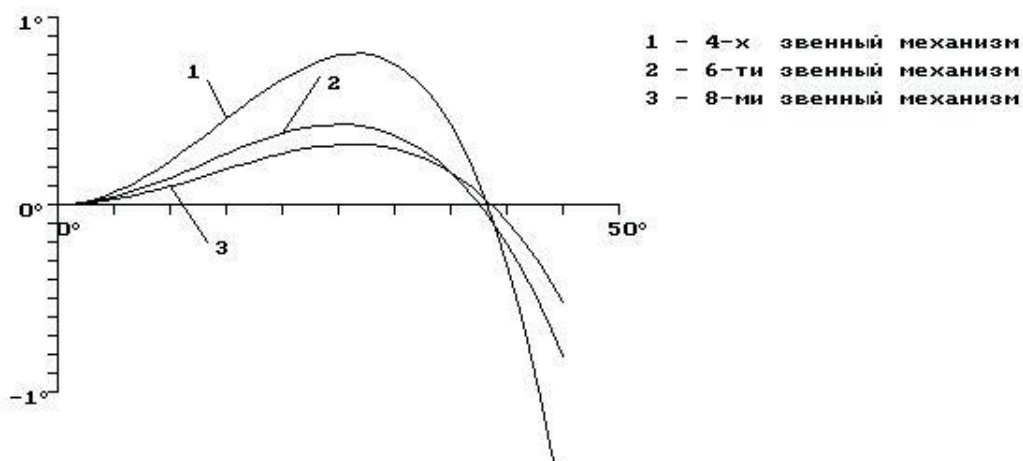


Рис. 8

Таким образом, описанные методики позволяют решать задачи параметрического синтеза и проводить оптимизацию достаточно сложных многосвязных передаточных механизмов.

Литература

1. Наумов Е.С., Шарипов В.М., Еглит И.М. Рулевое управление колесных тракторов. Учебн. пособие для студентов по спец. «Автомобиле- и тракторостроение»/ Под ред. В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 1999, 42 с.
2. Zanganach K.E., Angeles J., Kecskemethy A. On the Optimum Design of a Steering Mechanisms. 9-th World Congress on the TMM, Milan, Italy, vol.4, 1995 pp. 2524-2528
3. Вергасов В.А., Журкин И.Г., Красикова М.В. и др. Вычислительная математика М..«Недра», 1976, 230 с.
4. Кореновский В.В. Метод определения начальных приближений в задачах синтеза плоских рычажных механизмов. Проблемы механики современных машин. Материалы международной конференции. Том 1. - Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2000 с. 273-278.
5. Банди Б. Методы оптимизации М., «Радио и связь», 1988 г., 128 с.
6. Бахвалов Н.С. Численные методы, «Наука», М., 1975 г., 632 с.
7. Умнов Н.В., Кореновский В.В. Оптимальное проектирование рулевых механизмов транспортных устройств.// Проблемы механики современных машин: Материалы 3-ей международной конференции. Т. 3. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2006. – С. 155-159.

Поступила: 26.02.11.