

УДК 531.8

## Анализ и синтез механизма стеклоочистителя

А. А. Мигров, Е. В. Опарина

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

**Для цитирования:** Мигров А. А., Опарина Е. В. Анализ и синтез механизма стеклоочистителя // Бюллетень результатов научных исследований. — 2025. — Вып. 2. — С. 93–106. DOI: 10.20295/2223-9987-2025-2-93-106

### Аннотация

**Цель:** Провести структурный и кинематический анализ шестизвенного рычажного механизма стеклоочистителя, на основе синтеза механизма по заданным начальным и конечным положениям выходного звена уточнить размеры звеньев механизма. **Методы:** В статье выполнен обзор источников, посвященных методам синтеза, кинематики и динамики механизмов стеклоочистителей. Выполнен анализ существующих конструкций механизмов, и представлена их классификация. Сделан выбор типовой схемы механизма стеклоочистителя. Приведен кинематический анализ шестизвенного механизма с использованием метода векторных контуров. Проведен синтез кривошипно-коромыслового механизма. **Результаты:** В среде MathCAD разработана математическая модель рычажного шестизвенного механизма, позволяющая определить кинематические характеристики любого звена или характерной точки механизма по значениям кинематических параметров входного звена. Уточнены размеры звеньев кривошипа, шатуна и коромысла механизма. **Практическая значимость:** Разработанный алгоритм и программный код вычисления могут быть использованы для расчета кинематических и динамических характеристик обширного класса плоских многозвенных рычажных механизмов.

**Ключевые слова:** Анализ механизма, синтез механизма, метод векторных контуров, кинематический анализ, обратная задача синтеза, кинематическая геометрия.

### Введение

Хорошая видимость является важным фактором, влияющим на безопасность движения транспортного средства. Во время сильного дождя, а также в весенне-осенний период видимость значительно ухудшается. При движении автомобиля из-за абразивного воздействия частиц пыли, песка и прочих загрязнителей поверхность ветрового стекла теряет свою гладкость, на стекле появляются мутные разводы. В холодное время года влага на лобовом стекле быстро превращается в лед и мешает обзору. Для предотвращения и устранения снижения видимости и обзорности используются стеклоочистители.

В истории автомобилестроения конструкция стеклоочистителей постоянно совершенствовалась. Первоначально конструкция стеклоочистителей имела ручной привод. Затем появился привод, состоящий из электродвигателя, который через редуктор приводит в движение рычажный механизм.

Одновременно происходило непрерывное развитие и совершенствование конструкций стеклоочистителей. Исследовались различные аспекты, связанные с проектированием механизмов стеклоочистителей. Так, например, в работе [1] на основе численного моделирования выполнена оценка силы трения между резиновыми щетками и ветровым стеклом автомобиля. В статье [2] был проанализирован механизм, определены силы реакций и момент инерции, а также предложена математическая модель, позволяющая определить крутящий момент привода. В работе [3] предложена точная траектория движения механизма, а также выполнен анализ скорости и ускорения входного звена. В исследовании [4] рассмотрено распределение эквивалентных напряжений в звеньях и шарнирах механизма стеклоочистителя для определения вероятной области разрушения конструкции.

В работах [5–8] рассматривались вопросы взаимодействия щетки и стекла, а также аспекты динамики и устойчивости работы механизмов стеклоочистителей.

Одной из наиболее важных задач, возникающих при проектировании механизмов стеклоочистителей является так называемая обратная задача синтеза, которая заключается в нахождении наиболее подходящего механизма для заданного закона или траектории движения. При этом к методам проектирования относятся: топологический и структурный синтез, числовой синтез, размерный синтез и др.

Концепцию синтеза топологии механизма разработал Ф. Рело, который ставил задачу выбора типа механизма в качестве первого этапа проектирования. Одному требуемому движению потенциально может соответствовать большое количество типов механизмов: кулачковых, ременных, зубчатых, рычажных и т. д., а также их комбинаций.

Задачами структурного анализа и синтеза являются: определение числа степеней свободы механизмов и кинематических цепей в зависимости от геометрических форм звеньев и их количества; определение возможности движения механизма в заданном интервале изменения обобщенных координат с учетом действующих сил; обеспечение заданных траекторий движения точек звеньев механизма и др.

Числовой синтез заключается в определении альтернативных вариантов, которые удовлетворяют структурным требованиям: степени свободы, тип и связи элементов (звеньев и кинематических пар); тип, связность и сложность механизма. Структура может быть задана в виде количества звеньев, количества шарниров в кинематической цепи и т. д.

Размерный синтез состоит в вычислении размеров каждого звена механизма. На начальном этапе задачу проектирования решают в рамках гипотезы жесткого механизма, т. е. в предположении, что звенья не обладают ни массой, ни инерционными свойствами. Синтез заключается в нахождении механизмов для решения траекторий и формирования функций между двумя и более телами.

К настоящему времени разработано множество методов синтеза механизмов, которые относятся к двум основным направлениям: первое — использование алгебраических методов Чебышева, использующих условия наилучшего приближения функций, и второе — использование методов кинематической геометрии, обоснованных Бурместером. Дальнейшее развитие идей Чебышева было осуществлено в работах Артоболевского [9] и др.

Основной принцип синтеза методами кинематической геометрии заключается в нахождении таких особых точек в плоскости сопряжения механизма, которые являются кратными узлами интерполяции и удовлетворяют критерию наличия в этой точке касательной кривой сопряжения к ее касательной окружности высокого порядка. Одной из таких особых точек сопряжения, которая может быть использована для синтеза связей, генерирующих круговые траектории с хорошим приближением к дуге окружности, является точка Бурместера, определяемая для пяти бесконечно близких положений сопряжения.

Для заданного числа точек и заданной топологии механизма такой синтез позволяет узнать, является ли решение единственным, множественным или несуществующим. Аналитические выражения могут быть в форме систем линейных или нелинейных уравнений, в том числе с комплексными переменными.

Как правило, после использования синтеза необходимо провести кинематический анализ, чтобы оценить поведение механизма между точками. Может оказаться, что механизм проходит через заданные точки, но значительно удаляется на промежуточных участках. Приближенный синтез применяется в случаях, когда число заданных точек очень велико или когда поведение между промежуточными точками очень важно. Метод требует проведения кинематического анализа несколько раз, по крайней мере, одного на итерацию, при котором найденное решение сравнивается с желаемой траекторией. При этом определяется величина отклонения, которая должна быть минимизирована.

Несмотря на многолетнюю практику проектирования и применения стеклоочистителей, анализ и синтез таких механизмов остается малоизученной научной проблемой. Актуальность разработки методики синтеза механизмов стеклоочистителей возрастает в связи с тем, что подобные механизмы используются не только на грузовых и легковых автомобилях. Они являются важными элементами обеспечения безопасности строительной техники, речных и морских судов, а также вертолетов и авиалайнеров.

Все многообразие механизмов стеклоочистителей можно классифицировать по нескольким признакам:

- 1) количество щеток (одна, две или более);
- 2) расположение механизма (вверху рамки ветрового стекла или внизу);
- 3) траектория движения щеток стеклоочистителя (рис. 1):

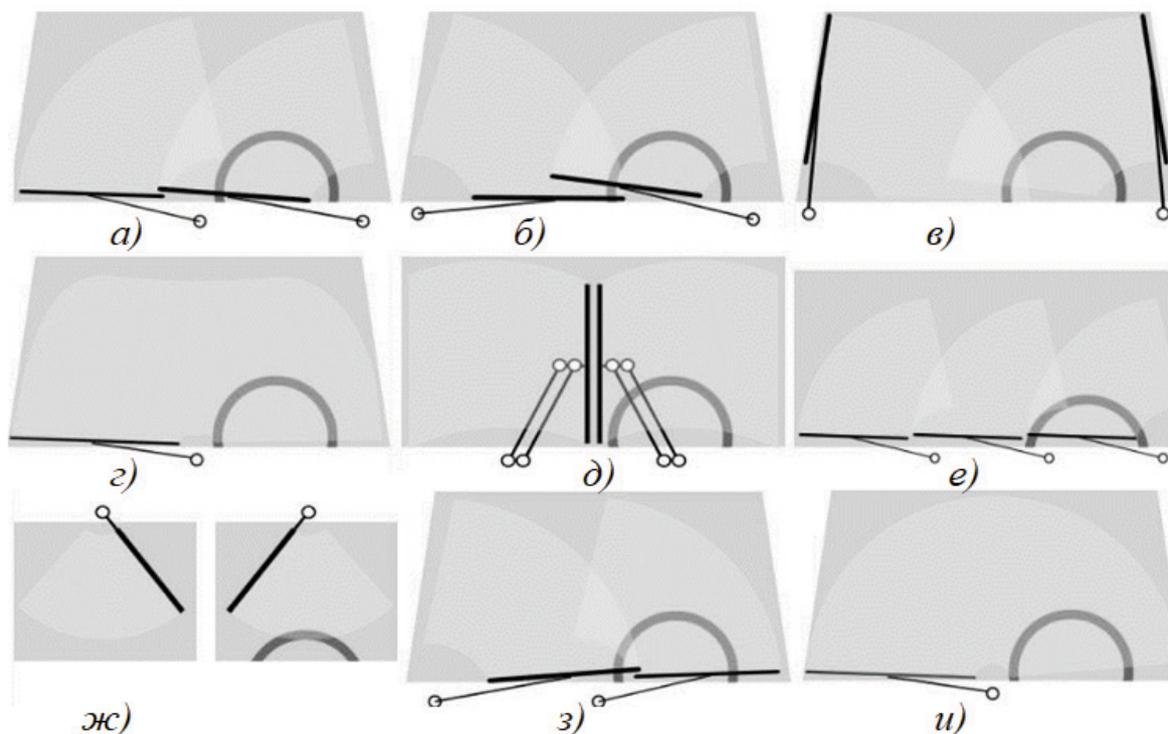


Рис. 1. Схемы работы механизмов стеклоочистителей [10]

3.1) тандемные системы с движением вверх и вниз в одном направлении, как со стороны водителя, так и со стороны пассажира. В тандемных системах точки крепления рычагов находятся у основания ветрового стекла со стороны водителя, а другая точка крепления — у центра стекла (рис. 1, а, е, з).

3.2) в системах с оппозитным расположением стеклоочистителей точки крепления расположены у основания стекла, но одна точка опоры находится со стороны водителя, а другая со стороны пассажира. В этом случае система стеклоочистителей работает в противоположных направлениях, что позволяет очистить большую площадь стекла (рис. 1, б, в, д).

3.3) в некоторых механизмах используется один шарнирный узел, на котором закреплены один рычаг и щетка стеклоочистителя (рис. 1, и).

3.4) прочие траектории движения щеток (рис. 1, ж).

Анализ механизма включает следующие этапы [11]:

1. Структурный анализ механизма. На данном этапе производится выбор основных звеньев механизма, их видов движения и траекторий при заданном положении отдельных выходных звеньев. Структурный анализ производится аналитическими и графическими методами. Результатом структурного анализа является разработка принципиальной схемы. Аналитические методы включают определение подвижности механизма, составление и проверку условий существования механизма. Графические методы включают построение плана положений принципиальной схемы механизма.

2. Кинематический анализ механизма. На данном этапе после предварительного выбора размеров звеньев механизма и ограничений к ним производится кинематический анализ характерных точек звеньев посредством аналитических, графоаналитических методов и методов моделирования. Результатом этапа является уточнение конфигурации, размеров звеньев механизма, проверка требуемой траектории выходных звеньев, определение кинематических характеристик характерных точек механизма.

3. Динамический анализ механизма. На данном этапе учитываются силы, действующие на механизм, инерционные характеристики звеньев и условия работы (ветровая нагрузка, сопротивление среды и т. д.). Результатом этапа является определение дифференциального уравнения движения выходного звена механизма и его решение.

В рамках данной статьи рассмотрен структурный, кинематический анализ механизма и синтез механизма по заданным начальным и конечным положениям выходного звена.

В этой связи **поставлены и решены следующие задачи:**

– выполнен обзор существующих конструкций механизма, сделан выбор принципиальной схемы механизма стеклоочистителя, определена его структура по характеру движения звеньев;

– проведен кинематический анализ принципиальной схемы механизма методом векторных контуров, в среде MathCAD разработана математическая модель шестизвенного механизма;

– уточнена геометрия шестизвенного рычажного механизма на основе синтеза кривошипно-коромыслового механизма по заданной траектории выходного звена с учетом выбранного максимального угла качания коромысла 3, заданного коэффициента производительности механизма и ограничения, вносимого допустимым углом давления в шарнире  $B$  [3, 4].

## Структурный анализ механизма

Основываясь на классификации возможных конфигураций механизмов стеклоочистителей (рис. 1), зададимся исходной принципиальной схемой, которая представляет собой плоский шестизвенный рычажный механизм (рис. 2). Входное звено 1 (кривошип) совершает полный оборот вокруг стойки  $O$ , звено 2 (шатун) передает движение на рычаг 3, совершает плоскопараллельное движение. Рычаги 3 и 4 (коромысла) совершают неполный оборот вокруг стойки  $O1$  и  $O2$  (качаются).

Степень подвижности плоского механизма определим по формуле Чебышева [9, 12]:

$$W = 3(n - 1) - 2p_5 - p_4 = 3(6 - 1) - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где  $n$  — количество звеньев в механизме,  $n = 6$ ;

$p_5$  — количество кинематических пар пятого класса,  $p_5 = 7$ ;

$p_4$  — количество кинематических пар четвертого класса,  $p_4 = 0$ .

Конструкция механизма должна быть компактной, рычаги в крайнем положении должны занимать близкое к горизонтальному положение. Схема работы механизма — тандемная, оба рычага срабатывают синхронно.

Электродвигатель приводит в действие кривошип  $1$ , который через шатун  $2$  обеспечивает симметричное движение рычагов  $3$  и  $4$  с щетками. Тяга  $5$  передает движение ко второму рычагу. Щетки выполняют работу в обоих направлениях.

### Кинематический анализ механизма

Кинематический анализ плоского шестизвенного рычажного механизма проведен с помощью метода векторных контуров. Метод векторных контуров используется для определения как мгновенных значений кинематических параметров механизма, так и зависимостей этих параметров от времени или от времени и угла поворота входного звена. Входным звеном является кривошип (звено  $1$ ). Целью кинематического анализа является определение зависимостей угла поворота, угловой скорости и углового ускорения рычагов  $3$  и  $4$  от угла поворота кривошипа и достижение требуемой траектории движения крайних точек этих рычагов [12–14].

Частота вращения кривошипа известна, кривошип вращается с постоянной угловой скоростью. Рычаги  $3$  и  $4$  работают синхронно, имеют одинаковую угловую скорость. Для определения зависимостей углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  (рис. 3) от положения кривошипа введем дополнительный вектор  $\bar{l}_4$ . Первое уравнение замкнутого векторного контура запишется (рис. 3):

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_4 - \bar{l}_0 = 0. \quad (1)$$

Спроецируем выражение (1) на оси декартовых координат, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_4 - l_0 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_4 \sin \varphi_4 = 0. \end{cases}$$

Найдем  $l_4$  и  $\varphi_4$ :

$$l_4 = \sqrt{l_0^2 + l_1^2 - 2l_0l_1 \cos \varphi_1}.$$

$$\varphi_4 = \arcsin \left( \frac{-l_1 \sin \varphi_1}{l_4} \right).$$

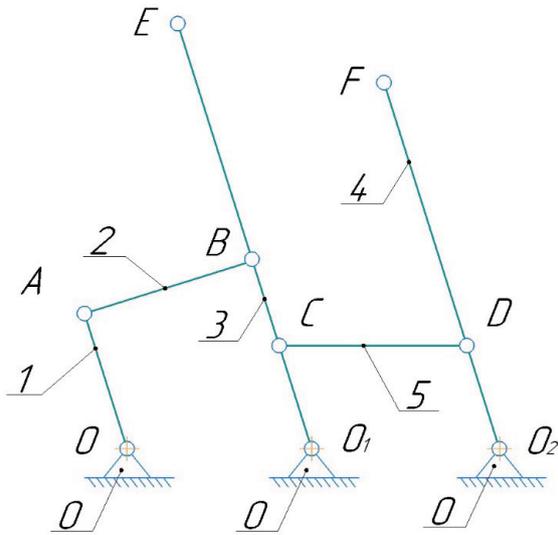


Рис. 2. Схема шестизвенного плоского механизма стеклоочистителя

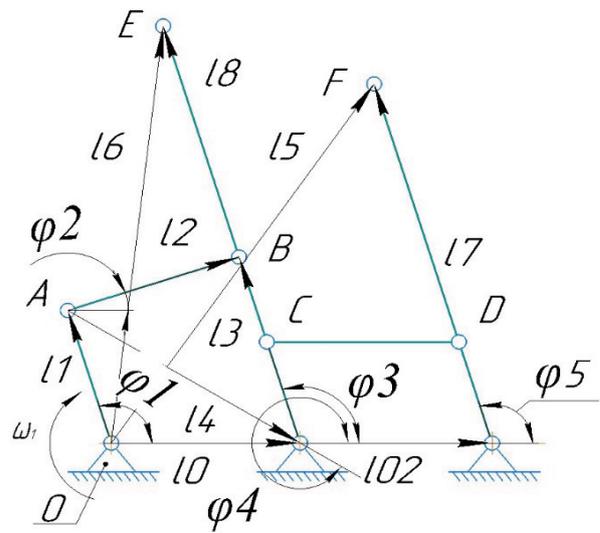


Рис. 3. Векторная модель механизма

Для нахождения углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$ , определяющих положения звеньев 2 и 3, рассмотрим следующий замкнутый контур (рис. 3):

$$\vec{l}_2 = \vec{l}_3 + \vec{l}_4. \quad (2)$$

Спроецируем выражение (2) на оси декартовых координат, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3 - l_4 \sin \varphi_4 = 0. \end{cases}$$

Получим зависимости углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  от положения кривошипа (рис. 3):

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2l_2l_4}\right) + \varphi_4. \\ \varphi_3 &= \arccos\left(\frac{l_2 \cos \varphi_2 - l_4 \cos \varphi_4}{l_3}\right). \end{aligned}$$

Дальнейшее определение кинематических характеристик проведем через составление векторного уравнения замкнутости четырехугольного контура  $OABO_1$  (рис. 2, 3) [6]:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_3 + \vec{l}_0. \quad (3)$$

Спроецируем уравнение (3) на оси декартовых координат, получим систему уравнений, определяющую положение звеньев механизма:

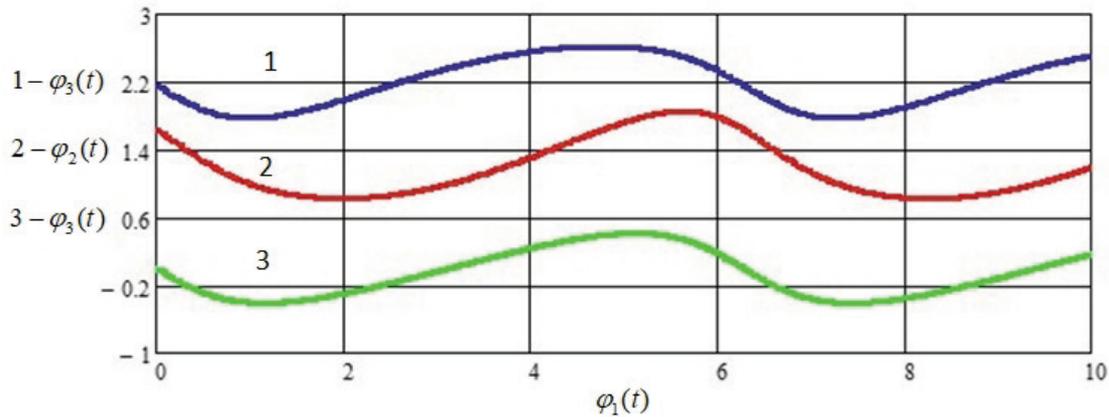


Рис. 4. Графики зависимостей углов  $\varphi_2(t)$ ,  $\varphi_3(t)$  и  $\varphi_4(t)$  от угла поворота кривошипа  $\varphi_1(t)$

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_0 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Возьмем производную по времени от каждого уравнения в системе (4), получим следующую систему уравнений (каждый угол зависит от угла поворота кривошипа, который, в свою очередь, меняется в зависимости от времени):

$$\begin{cases} -l_2 \sin \varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2 + l_3 \sin \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3 = l_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \\ l_2 \cos \varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2 - l_3 \cos \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3 = -l_1 \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1. \end{cases} \quad (5)$$

Система (5) линейна относительно угловых скоростей  $\dot{\varphi}_2$  и  $\dot{\varphi}_3$ . На рис. 5 приведены графики зависимостей угловых скоростей звеньев 2 и 3 от угла поворота кривошипа  $\varphi_1(t)$ .

После повторного дифференцирования каждого уравнения в системе (4) получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} -l_2 \cos \varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - l_2 \sin \varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + l_3 \cos \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 + l_3 \sin \varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = l_1 \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + l_1 \sin \varphi_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 \\ -l_2 \sin \varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + l_2 \cos \varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + l_3 \sin \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 - l_3 \cos \varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = l_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 - l_1 \cos \varphi_1 \cdot \ddot{\varphi}_1. \end{cases}$$

Данные уравнения линейны относительно угловых ускорений  $\ddot{\varphi}_2$  и  $\ddot{\varphi}_3$ . На рис. 6 приведены зависимости угловых ускорений звеньев 2 и 3 от угла поворота кривошипа  $\varphi_1(t)$ .

Для нахождения траекторий крайних точек звеньев 3 и 4 используем еще два векторных уравнения (рис. 3):

$$\bar{l}_6 = \bar{l}_0 + \bar{l}_8. \quad (8)$$

$$\bar{l}_5 = \bar{l}_0 + \bar{l}_{02} + \bar{l}_7. \quad (9)$$

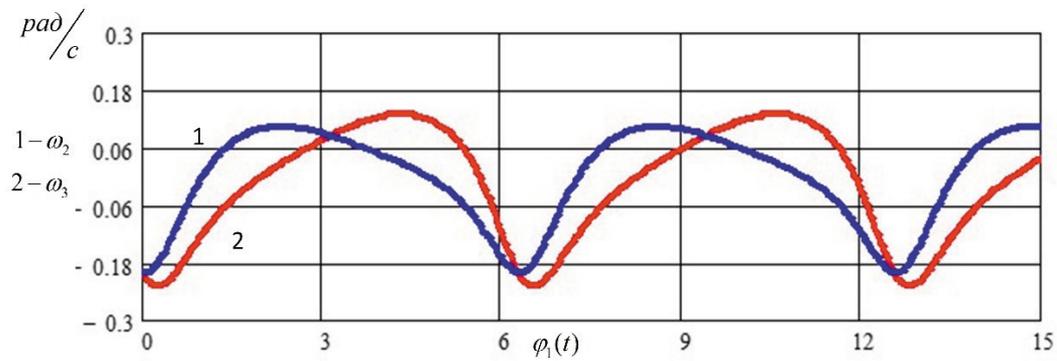


Рис. 5. Графики зависимостей угловых скоростей звеньев 2 и 3 ( $\omega_2$  и  $\omega_3$ ) от угла поворота кривошипа  $\varphi_1(t)$

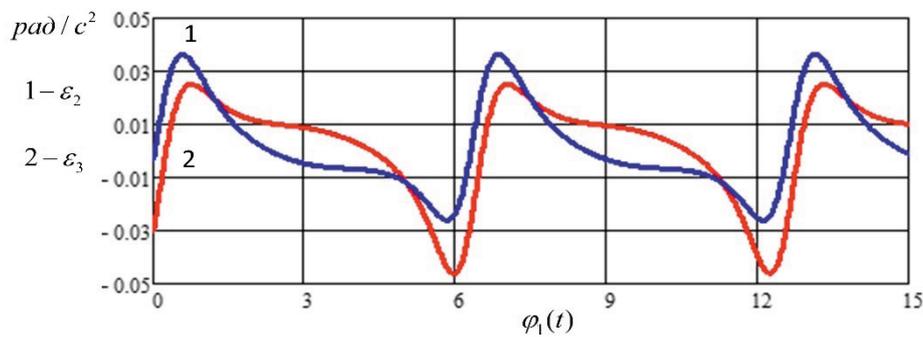


Рис. 6. Графики зависимостей угловых ускорений звеньев 2 и 3 ( $\epsilon_2$  и  $\epsilon_3$ ) от угла поворота кривошипа  $\varphi_1(t)$

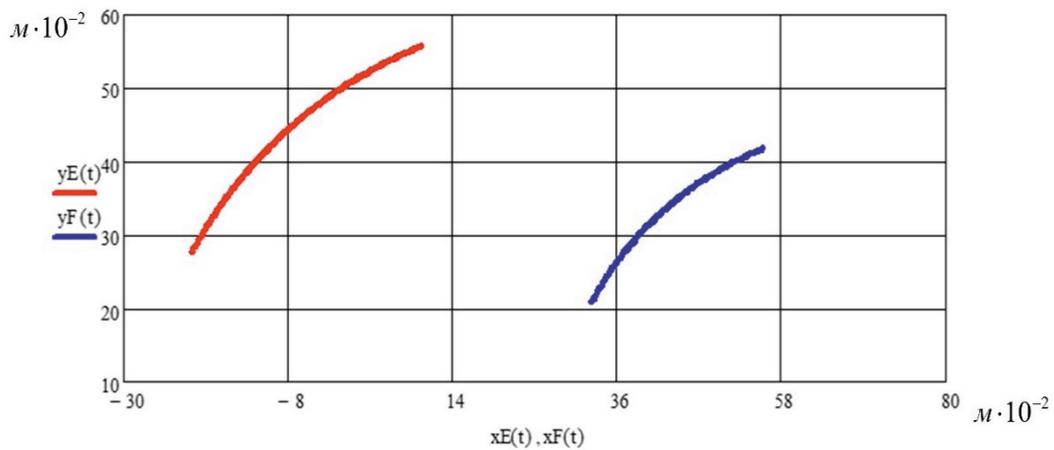


Рис. 7. Траектории крайних точек рычагов 3 и 4

Для построения траекторий крайних точек  $E$  и  $F$  звеньев 3 и 4 спроецируем векторные уравнения (8) и (9) на оси координат и используем полученные угловые кинематические характеристики звена 3. На основе выбранных исходных геометрических параметров шестизвенного рычажного механизма получена траектория крайних точек звеньев 3 и 4 (рис. 7).

## Геометрический синтез кривошипно-коромыслового механизма

Уточним геометрические размеры шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма через построение в масштабе начального и конечного положений механизма (рис. 8). Зададимся исходными значениями длины звена 3 ( $l_3 = 600$  мм), максимального угла качания звена 3 ( $\psi_{\max} = 55^\circ$ ) и коэффициентом производительности механизма  $K = 1,7$  (угол смещения  $\theta = 47^\circ$ ) с учетом ограничения, вносимого допустимым углом давления в шарнире  $B$  ( $\vartheta_{\max} < 45^\circ$ ) [3–6].

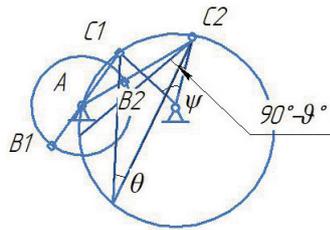


Рис. 8. Геометрический синтез кривошипно-коромыслового механизма

После подбора нескольких геометрических соотношений длин звеньев получена уточненная траектория конечных точек звеньев 3 и 4 (рис. 9). Окончательно длины звеньев 1, 2 и 3 равны соответственно:  $l_1 = 190$  мм,  $l_2 = 375$  мм,  $l_3 = 300$  мм (от стойки до шарнира  $B$ , рис. 2), расстояние между стойками  $l_{o01} = 400$  мм.

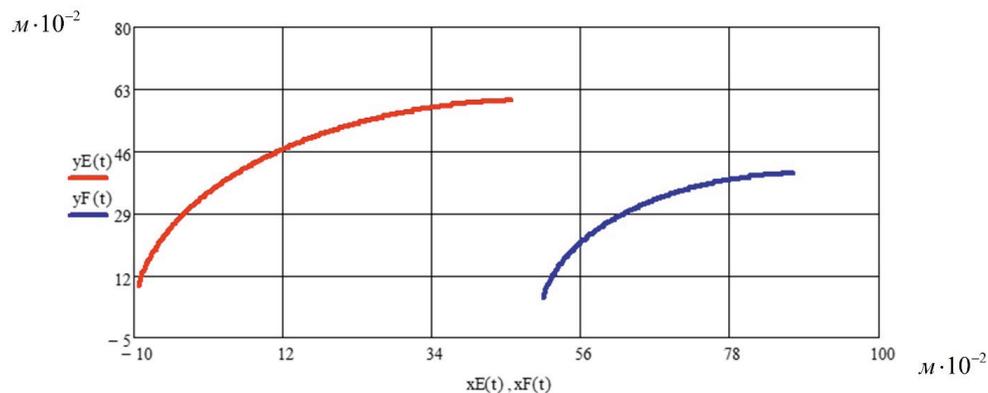


Рис. 9. Уточненные траектории крайних точек рычагов 3 и 4 шестизвенного рычажного механизма

## Выводы:

1. В статье выполнен обзор научных работ, посвященных проблемам проектирования и совершенствования конструкций механизмов стеклоочистителей. Выполнена постановка цели и задач исследования, обоснована актуальность работы.

2. Детально рассмотрен вопрос решения обратной задачи синтеза механизмов топологическим, структурным, числовым и размерным методами.

Проанализированы основные направления синтеза механизмов с использованием алгебраических методов Чебышева и с использованием методов кинематической геометрии.

3. Выполнен обзор существующих конструкций механизмов стеклоочистителя, предложена принципиальная схема механизма. Аналитическим методом выполнен структурный анализ выбранной конфигурации механизма стеклоочистителя.

4. Разработана математическая модель шестизвенного рычажного механизма, позволяющая рассчитать кинематические характеристики любого звена или характерной точки механизма по значениям кинематических параметров входного звена. Получены траектории крайних точек шестизвенного рычажного механизма.

5. На основе геометрического синтеза кривошипно-коромыслового механизма по заданным начальным и конечным положениям выходного звена с учетом выбранного коэффициента производительности, угла качания коромысла, длины рычага и ограничения по углу давления уточнены размеры звеньев механизма.

## Список источников

1. Copilusi C. An Approach Regarding Windshield Wiper Mechanism Design / C. Copilusi, V. Veliscu // *Applied Mechanics and Materials*, Trans Tech Publications, Switzerland. — Vol. 822. — Pp. 112–117.

2. Alexandru C. Aspects regarding the wiper windshield mechanism analysis by considering as multibody systems / C. Alexandru // *Annals of the University of Oradea, Fascicle of Management and Tech. Eng.* — 2006. — Vol. 5(15). — Pp. 591–600.

3. Gokge H. Design and Kinematic Analysis of Windshield Wiper Mechanism Using CATIA V5 / H. Gokge, I. Sahin // *3rd International Symposium on Industrial Design and Engineering*, Nov 2018.

4. Nemade A. M. Dynamic modeling and simulation of windshield wiper mechanism / A. M. Nemade, R. M. Deshmukh // *Advances in Automobile Engineering*. — 2020. — Vol. 9.

5. Chevennement-Roux C. Wiper Systems with Flexible Structures — Instabilities Analysis and Correlation with a Theoretical Model / C. Chevennement-Roux, R. Grenouillat, T. Dreher, P. Alliot et al. // *SAE Technical Paper*. — 2005. — DOI: 10.4271/2005-01-2375.

6. Okura S. Dynamic analysis of blade reversal behaviour in a windshield wiper system / S. Okura, T. Sekigushi // *SAE Papers*. — 2000.

7. Qingdong H. Analysis of Windshield Wiper Reversal Impact and Its Suppression by Structural Design / H. Qingdong, Q. Wenjie, Yu Zhe, T. Mu et al. // *SAE Technical Papers*. — 2015. — DOI: 10.4271/2015-01-0108.

8. Begout M. Les problèmes liés au frottement élastomère — verre dans l'automobile / M. Begout // *Mémoire de thèse, université Paul Sabatier Toulouse*. — 1979.

9. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский. — М.: Физматгиз, 1959. — 1084 с.
10. Kohlstedt K. Behind the Screens: Windshield-Clearing Designs from Wipers to Spin Windows / K. Kohlstedt. — URL: <https://99percentinvisible.org/article/behind-screens-windshield-clearing-designs-wipers-spin-windows/> (дата обращения: 31.03.2025).
11. Недоводеев В. Я. Курс лекций по теории механизмов и машин для машиностроительных специальностей / В. Я. Недоводеев. — Ульяновск: УлГТУ, 2012. — 83 с.
12. Фролов К. В. Теория механизмов и механика машин: учебник / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов, Г. А. Тимофеев; под ред. Г. А. Тимофеева. — 7-е изд. — М.: МГТУ им. Баумана, 2012. — 686 с. — URL: <https://e.lanbook.com/book/250241> (дата обращения: 09.05.2025).
13. Теория механизмов и машин. Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов: методические указания / сост. П. А. Галкин. — Тамбов: ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. — 32 с.
14. Краснов А. А. Теория механизмов и машин. Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами: учебное пособие / А. А. Краснов. — Иваново, 2005. — 153 с.

Дата поступления: 15.04.2025

Решение о публикации: 18.05.2025

#### **Контактная информация:**

МИГРОВ Александр Алексеевич — канд. техн. наук, доц. кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы»; e-mail: [amigrov@gmail.com](mailto:amigrov@gmail.com)

ОПАРИНА Екатерина Владимировна — канд. техн. наук., доц. кафедры «Механика и прочность материалов и конструкций», доц. кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы»; e-mail: [sirayaekaterina@mail.ru](mailto:sirayaekaterina@mail.ru)

## **Analysis and Synthesis of Windshield Wiper Mechanism**

**A. A. Migrov, E. V. Oparina**

Emperor Alexander I Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

**For citation:** Migrov A. A., Oparina E. V. Analysis and Synthesis of Windshield Wiper Mechanism. *Bulletin of scientific research results*, 2025, iss. 2, pp. 93–106. (In Russian) DOI: 10.20295/2223-9987-2025-2-93-106

#### **Summary**

**Purpose:** To perform a structural and kinematic analysis of a six-link windshield wiper mechanism based on the synthesis of the mechanism using the specified initial and final positions of the output link, to specify the mechanism links' dimensions. **Methods:** The present paper is an examination of extant publications concerning the methods of synthesis, kinematics and dynamics of windshield wiper mechanisms. The analysis of existing mechanism designs was performed and their classification presented. A standard windshield wiper mechanism diagram was selected for analysis. A kinematic analysis of the six-link mechanism was performed

using the vector contour method. The crank-rocker mechanism was synthesized. **Results:** A mathematical model of the six-link lever mechanism has been developed in the MathCAD environment, which allows for the determination of the kinematic characteristics of any link or characteristic point of the mechanism based on the kinematic parameters of the input link. The dimensions of the crank, connecting rod and rocker links of the mechanism have been specified. **Practical significance:** The developed algorithm and software calculation code can be used to calculate the kinematic and dynamic characteristics of a wide class of flat multi-link lever mechanisms.

**Keywords:** Mechanism analysis, mechanism synthesis, vector contour method, kinematic analysis, inverse synthesis problem, kinematic geometry.

## References

1. Copilusi C., Veliscu V. An Approach Regarding Windshield Wiper Mechanism Design. *Applied Mechanics and Materials*, Trans Tech Publications, Switzerland, vol. 822, pp 112–117.
2. Alexandru C. Aspects regarding the wiper windshield mechanism analysis by considering as multibody systems. *Annals of the University of Oradea, Fascicle of Management and Tech. Eng.*, 2006, vol. 5(15), pp. 591–600.
3. Gokge H., Sahin I. Design and Kinematic Analysis of Windshield Wiper Mechanism Using CATIA V5. 3rd International Symposium on Industrial Design and Engineering, Nov 2018.
4. Nemade A. M., Deshmukh R. M. Dynamic modeling and simulation of windshield wiper mechanism. *Advances in Automobile Engineering*, 2020, vol. 9.
5. Chevennement-Roux C., Grenouillat R., Dreher T., Alliot P. et al. Wiper Systems with Flexible Structures — Instabilities Analysis and Correlation with a Theoretical Model. SAE Technical Paper, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-2375.
6. Okura S., Sekigushi T. Dynamic analysis of blade reversal behaviour in a windshield wiper system. SAE Papers, 2000.
7. Qingdong H., Wenjie Q., Zhe Yu, Mu T. et al. Analysis of Windshield Wiper Reversal Impact and Its Suppression by Structural Design. SAE Technical Papers, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-0108.
8. Begout M. Les problèmes liés au frottement élastomère — verre dans l'automobile. Mémoire de thèse, université Paul Sabatier Toulouse, 1979.
9. Artobolevskiy I. I. *Sintez ploskikh mekhanizmov* [Synthesis of flat mechanisms]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959, 1084 p. (In Russian)
10. Kohlstedt K. Behind the Screens: Windshield-Clearing Designs from Wipers to Spin Windows. Available at: <https://99percentinvisible.org/article/behind-screens-windshield-clearing-designs-wipers-spin-windows/> (accessed: March 31, 2025).
11. Nedovodeev V. Ya. *Kurs lektsiy po teorii mekhanizmov i mashin dlya mashinostroitel'nykh spetsial'nostey* [Lecture course on the theory of mechanisms and machines for mechanical engineering specialties]. Ul'yanovsk: UIGTU Publ., 2012, 83 p. (In Russian)
12. Frolov K. V., Popov S. A., Musatov A. K., Timofeev G. A. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin: uchebnik; pod red. G. A. Timofeeva, 7-e izd.* [Theory of mechanisms and mechanics of machines: textbook; edited by G. A. Timofeev. 7th ed.]. Moscow: MGTU im. Bauman Publ., 2012, 686 p. Available at: <https://e.lanbook.com/book/250241> accessed: May 9, 2025). (In Russian)

13. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Sintez i kinematicheskiy analiz rychazhnykh mekhanizmov: metodicheskie ukazaniya; sost. P. A. Galkin* [Theory of mechanisms and machines. Synthesis and kinematic analysis of lever mechanisms: guidelines; compiled by P. A. Galkin]. Tambov: GOU VPO TGTU Publ., 2010, 32 p. (In Russian)

14. Krasnov A. A. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Kinematicheskiy analiz ploskikh mekhanizmov s nizshimi kinematicheskimi parami: uchebnoe posobie* [Theory of Mechanisms and Machines. Kinematic Analysis of Flat Mechanisms with Lower Kinematic Pairs: textbook]. Ivanovo, 2005, 153 p. (In Russian)

Received: April 15, 2025

Accepted: May 18, 2025

**Author's information:**

Aleksandr A. MIGROV — PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Ground Transport and Technological Complexes; e-mail: amigrov@gmail.com

Ekaterina V. OPARINA — PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Mechanics and Strength of Materials and Structures, Department of Ground Transport and Technological Complexes; e-mail: sirayaekaterina@mail.ru