

УДК 621.8 531.8

**Анализ влияния момента переключения на характеристики
кулачкового механизма**

Маргошвили Т.Н., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Инженерный бизнес и менеджмент»*

Кораблева Д.В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Инженерный бизнес и менеджмент»*

Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н, профессор

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана

[*timga@bmstu.ru*](mailto:timga@bmstu.ru)

Прогрессивным шагом при применении ЭВМ явился переход к численным методам расчёта, в которых не требуется выведения окончательного аналитического выражения, а алгоритм расчёта строится на базе простых последовательных вычислений [1]. При этом используются универсальные методы аппроксимации функций, численного дифференцирования и интегрирования функций [2]. Преимущества системы MathCAD для использования в курсовом проектировании состоит в том, что она максимально приближена к естественной математической записи формул при ручном расчёте. В дополнении к этому системы MathCAD позволяет быстро и просто производить дифференцирование, интегрирование и аппроксимацию функций, замену переменных и построение графиков, чем компенсирует отсутствие наглядных графических методов расчёта [3].

Высокое быстродействие ЭВМ повысить качество расчётов и сделать то, что было ранее невозможно при графических методах. Появилась возможность проведения интерактивных многовариантных расчётов параметров механизмов, анализа этих расчётов и выбора оптимальных параметров на основе расчёта критериев оптимальности. Поэтому при проектировании кулачкового механизма в системе MathCAD в дополнении к расчёту основных размеров появилась возможность проведения анализа влияния угла давления на скорость скольжения, износ и КПД в высшей кинематической паре [4].

Плоские кулачковые механизмы получили широкое распространение в механизмах машин автоматического действия в связи с возможностью обеспечения такого режима движения выходного звена, при котором оно остается неподвижным в течение заданного времени или угла поворота. При проектировании кулачковых механизмов следует уделять особое внимание повышению долговечности работы высшей кинематической пары кулачок - толкатель, а в качестве исходных данных обычно задаются обобщённый закон изменения ускорения толкателя и различного рода ограничения [5].

На первом этапе проектировании кулачка используется приём расчёта идеализированного профиля, соответствующего заострённому толкателю (рисунок 1) [4].

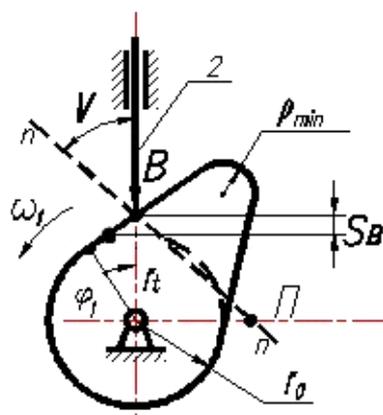


Рис. 1. Расчетная схема идеализированного кулачкового механизма: 1 – кулачок; 2 - толкатель

На рисунке 2 представлена схема реального кулачкового механизма со сферическим наконечником поступательно движущегося толкателя

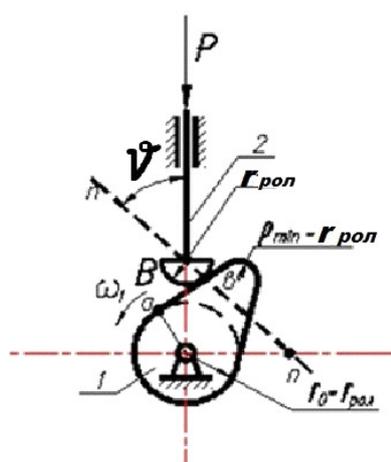


Рис. 2. Кулачковый механизм со сферическим поступательным движущимся толкателем: 1 - кулачок; 2 – толкатель

Значительное влияние на характеристики механизма оказывает угол давления ϑ в высшей кинематической паре, под которым понимают угол между нормалью к поверхностям профилей кулачка и скоростью ведомого звена (толкателя 2 рис. 1).

Вот почему угол давления ϑ оказывает большое влияние на возникающие в точке контакта силы и скорости скольжения профилей на участке подъёма толкателя, а, поэтому и на износ и КПД. Допустимые значения угла давления определяются силами трения и возможностью заклинивания механизма. Однако, угол давления не является оптимизируемым параметром, но часто определяет значения многочисленных критериев качества функционирования кулачкового механизма. Поэтому после предварительного определения основных размеров кулачкового механизма следует производить анализ выбранных значений размеров по значения критериев качества функционирования кулачкового механизма в качестве которых укажем [6]:

- Приведенные радиусы в высшей кинематической паре
- Скорости скольжения реального профиля кулачка и толкателя
- Коэффициент возрастания усилий в зоне контакта
- Коэффициент потерь и КПД механизма.

При моделировании критериев качества кулачкового механизма был принят симметричный закон изменения аналога ускорения с разрывами в точках угла переключения с разгона на торможение [1,7]. Для расчёта этих критериев была создана программа расчёта ЭВМ, в которой использованы выражения [3], получаемые из рассмотрения планов скоростей (рисунок 3)

$$\overline{V_{B2}} = \overline{V_{B1\ teoric}} + \overline{V_{ck\ teoric}}$$
$$\overline{V_{B3}} = \overline{V_{B1\ practic}} + \overline{V_{ck\ practic}}$$

где V_2 - скорость толкателя, представляемая на плане скоростей (см. рис. 3) отрезком Pb_2 ;
 $V_{1\ teoric} = \omega r_{1\ teoric}$ – скорость точки контакта идеализированного профиля кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком Pb_1 ;
 $V_{1\ practic}$ – скорость точки контакта практического реального профиля кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком Pb_3 ;

$V_{12practic}$ – скорость скольжения толкателя по реальному профилю кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком b_3b_2 ,

$$\varepsilon(f) := \arccos \left(r_{sph} \frac{V(f)}{r_{practic}(f)} \right)$$

- угол отклонения радиуса точки контакта практического профиля от радиуса идеализированного профиля.

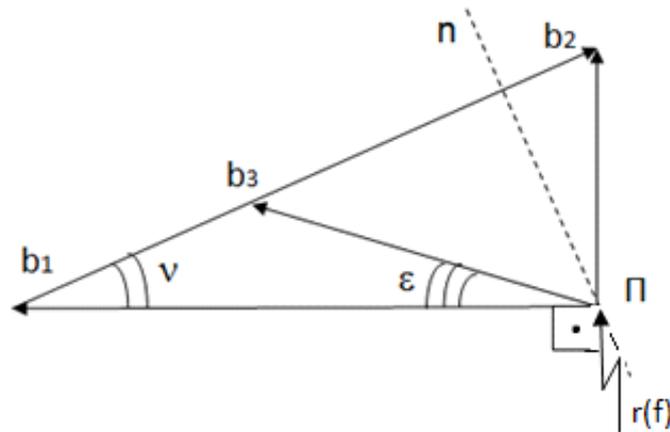


Рис. 3. План скоростей кулачкового механизма

Связь между аналогом скоростей V_q и скоростью V общеизвестна [4, 3].

$$V = V_q \omega$$

На рисунке 4 представлен план усилий, соответствующий уравнению равновесия толкателя [7], где $P_{сопр}$ - сила сопротивления движения толкателя; Q_{01} – реакция со стороны стойки на толкатель.

$$\overline{P_{сопр}} + \overline{Q_{12}} + \overline{Q_{01}} = 0$$

Причём, в высшей кинематической паре усилие Q_{12} направлено под углом трения

$$\Phi_{тр} = \arctan(f_{тр})$$

с отклонением от нормали nn к поверхности контакта, т.е. с учетом коэффициента трения $f_{тр}$. А усилие, действующие со стороны стойки Q_{01} , для упрощения расчёта рассматривается как идеальное без сил трения. Если рассматривать силу сопротивления движению при подъеме толкателя $P_{сопр}$ с учётом сил инерции, то уравнение 3 можно считать условием динамического равновесия.

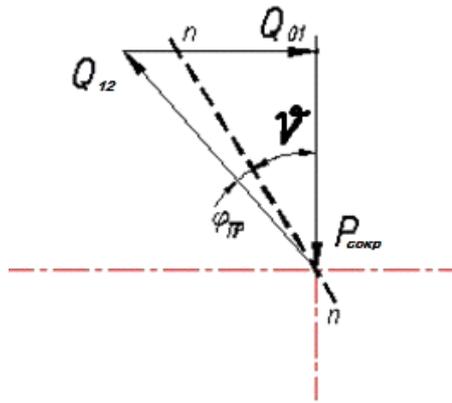


Рис. 4. План сил, действующих на толкатель кулачкового механизма

На планах (см. рис. 4 и 3) отмечено пунктиром положение нормали nn в точке контакта под углом давления ϑ к направлению скорости толкателя (вертикальное). Рассмотрение планов скоростей и сил позволяет сделать предположение о значительном влиянии угла давления на скорости скольжения и усилия в высшей кинематической паре [7, 8]. Поскольку влияние угла давления ϑ и момента переключения на качественные показатели кулачкового механизма неоднозначно, потребовалось проведение дополнительного исследования. В качестве примера расчёта кулачкового механизма были приняты исходные данные из сборников заданий курсового проекта по ТММ [1, 5].

В идеализированном кулачковом механизме с центральным поступательно движущимся толкателем $e = 0$ связь между текущим радиус - вектором $r(f)$ идеализированного профиля кулачка и перемещением заострённого толкателя $S(f)$ имеет вид

$$r_{teoric}(f) = S(f) + r_0$$

Выбор радиус ролика r_{sph} позволяет построить эквидистантный конструктивный профиль кулачка при ограничении

$$P_{pr}(f) := P_{teoric}(f) - r_{sph}$$

Расчёт радиусов кривизны профиля кулачка может быть подсчитан по формуле

$$P_{teoric}(f) := \frac{(r_{teoric}(f)^2 + Vq(f)^2)^{\frac{3}{2}}}{r_{teoric}(f)^2 + 2Vq(f)^2 - r_{teoric}(f) \cdot aq(f)}$$

позволяет произвести, при известных усилиях на толкателе, выбор радиуса ролика и оценку контактных напряжений. Изменение контактных напряжений возможно при коррекции закона движения толкателя и снижении инерционных нагрузок. Следует отметить, что в связи с заданным законом изменения аналога ускорения толкателя радиусы кривизны имеют разрывы в точках угла переключения с разгона на торможение. В курсовом проектировании по ТММ эта задача не ставится и предлагается оценить изменение радиусов кривизны конструктивного профиля кулачка при выборе радиуса ролика (рисунок 5)

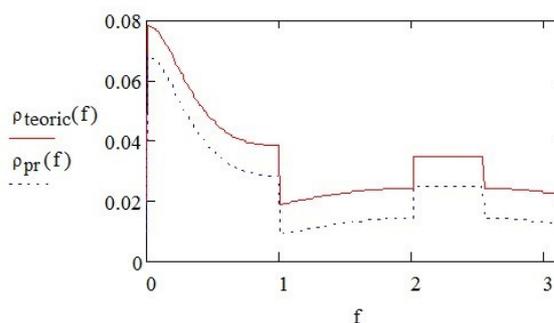


Рис. 5. Изменение радиусов кривизны теоретического и конструктивного профилей кулачка

При заданной диаграмме сил сопротивления движению толкателя Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Л.Н. Решетов предложил вместо определения реакций в кинематических парах кулачкового механизма оценку критерия качества – коэффициент возрастания усилий в виде отношения [4, 8]

$$KQ(f) := \frac{1}{\cos(\nu(f) + \varphi_{тр})}$$

которое зависит от угла ϑ . Сравнение диаграмм коэффициента возрастания усилий $KQ(f)$ (рисунок 6) по углу поворота кулачка f и диаграммы изменения угла давления $\nu(f)$ показывает их хорошую корреляцию

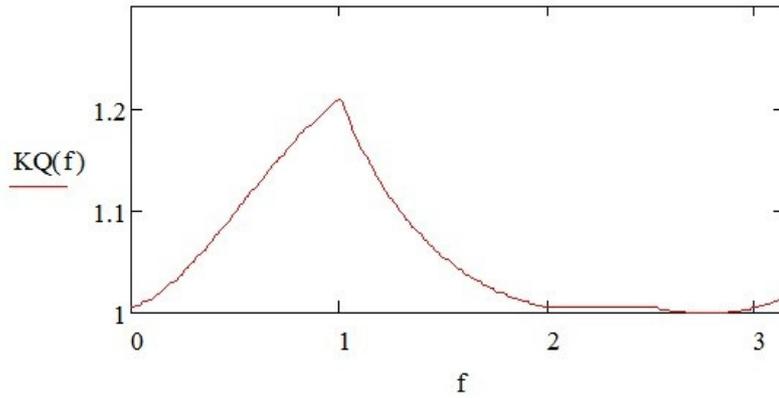


Рис. 6. Диаграмма изменения коэффициента возрастания усилий

Оценка скоростей скольжения в высшей кинематической паре позволяет вместе с диаграммой сил сопротивления движению толкателя оценить такие параметры кулачкового механизма как износ профиля и КПД. Рассмотрение диаграммы изменения аналогов скоростей скольжения (рисунок 7) показывает, что скорость скольжения идеализированного профиля почти вдвое превышает скорость скольжения практического.

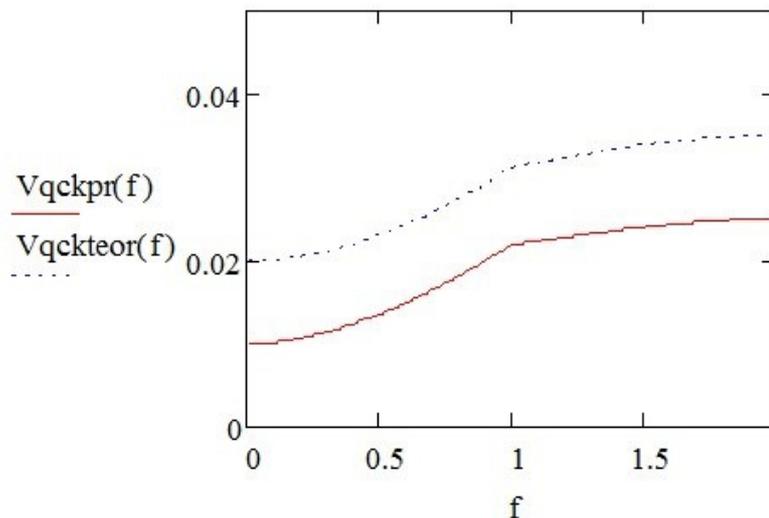


Рис. 7. Диаграмма изменения аналогов скоростей скольжения

Здаваясь коэффициентом трения в высшей кинематической паре f , был проведен расчет мгновенных потерь на трении, на основании которых была построена диаграмма мгновенного КПД механизма (рис.8)

$$x(f) := \frac{f_{\text{тр}} V_{qckpr}(f) \cdot KQ(f)}{f_{\text{тр}} V_{qckpr}(f) \cdot KQ(f) + Vq(f)}$$

$$KPD(f) := 1 - x(f)$$

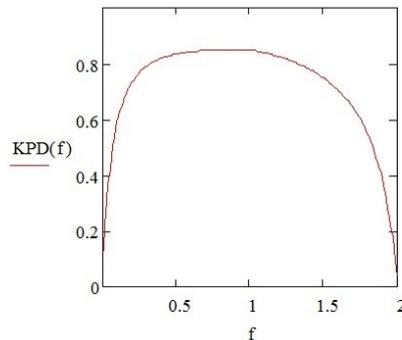


Рис. 8. Диаграмма изменения мгновенного КПД по углу поворота кулачка

Анализ результатов моделирования параметров кулачкового механизма

1. Увеличение углового момента переключения с разгона на торможение толкателя вызывает снижение максимального значения мгновенного КПД кулачкового механизма.

2. Оценка коэффициента возрастания усилий в высшей кинематической паре показывает, что его значения меняются незначительно (от 1 до 1,2), что заставляет более внимательно исследовать другие критерии качества кулачкового механизма.

3. Расчёт скоростей (аналогов) скольжения по углу поворота кулачка показывает, что они монотонно увеличиваются с радиусом кулачка. Максимальное значение скорости скольжения достигается на верхнем выстое кулачка, когда усилия на толкателе не являются максимальным.

4. Расчёт коэффициента потерь на трение в высшей кинематической паре показывает, что минимум потерь наблюдается при максимальном угле давления. Это совершенно новое явление остаётся незамеченным при существующей методике графического проектирования кулачкового механизма.

5. Неожиданным, но объяснимым, является высокое значение КПД при высоком значении угла давления ϑ_0 . Последнее явление следует объяснить тем, что минимальные значения КПД соответствуют нижнему и верхнему выстою, в которых отсутствует полезная работа.

6. Значительный интерес вызывает совпадение максимума угла давления и мгновенного КПД.

Выводы

1) Разработанная программа расчета критерия качества кулачкового механизма и программа расчёта на ЭВМ заставляют по новому оценить существующую графическую методику расчёта кулачкового механизма, которая заканчивается проверкой расчёта угла давления, так как не отражают современного состояния науки и техники.

2) Совершенствования методики расчёта кулачкового механизма следует проводить в направлении обязательного анализа при курсовом проектировании критериев качества и связи их основными геометрическими параметрами и углом переключения.

3) Вариация моментов переключения не вызывает значительных изменений скорости скольжения, КПД и коэффициенты возрастания усилий.

4) Вариации угла переключения вызывает изменение радиусов кривизны профилей кулачка и контактных напряжений.

Список литературы

1. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / под ред. Г.А. Тимофеева и Н.В. Умнова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 154с.
2. Егорова О.В., Леонов Д.И., Павлов Б.И. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ: учебное пособие / под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.
3. Барышникова О.О., Леонов И.В., Кузенков В.В. Использование системы MATHCAD в курсовом проектировании и выполнении домашних заданий по теории механизмов и машин: учебное пособие / под ред. Г.А. Тимофеева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 66 с.
4. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: учебное пособие / под ред. К.В.Фролова. М.: Высшая школа, 1999. 356 с.
5. Каганов Ю.Т., Плужников Б.И., Чернышева И.Н. Поршневые машины: сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов» / под ред. И.В. Леонова М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 80 с.
6. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.

7. Белоконев И. М. Механика машин. Расчёты с применением ЭЦВМ. Киев: Вища школа. 2008. 232 с.