

Кимсанов Д.Э. студент

Акбаралиев Х. Х.

Доктор философии и технических наук (PhD)

преподаватель кафедры «Безопасность дорожного движения»

Наманганский государственный технический университет,

город Наманган, Республика Узбекистан

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО УГЛА ДАВЛЕНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С УЧЕТОМ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛ.

Аннотация: В статье исследовано определение максимального угла давления кулачкового механизма с учетом действующих сил. На основе условий статического равновесия получены аналитические зависимости, позволяющие определить критическое значение угла давления и предотвратить заклинивание толкателя в направляющей. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании кулачковых механизмов для повышения их надежности и эффективности работы.

Ключевые слова: кулачковый механизм, угол давления, толкатель, направляющая, силы трения, статическое равновесие, критический угол давления, надежность механизма.

Kimsanov D.E. student

Akbaraliyev Khusniddin Khursanali ugli, PhD

Lecturer, Department of Road Traffic Safety,

Namangan State Technical University,

Namangan, Uzbekistan.

DETERMINATION OF THE MAXIMUM PRESSURE ANGLE IN A CAM MECHANISM CONSIDERING THE ACTING FORCES

Abstract: This paper investigates the determination of the maximum pressure angle of a cam mechanism considering the acting forces. Based on the conditions of static equilibrium, analytical relationships were derived to determine the critical

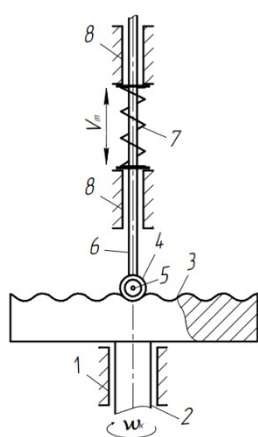
pressure angle and prevent follower jamming in the guide. The obtained results can be applied in the design of cam mechanisms to improve their reliability and operational efficiency.

Keywords: cam mechanism, pressure angle, follower, guide, friction forces, static equilibrium, critical pressure angle, mechanism reliability.

Основное внимание при проектировании кулачковых механизмов направлено на увеличение долговечности. При проектировании среди предварительных данных приводятся законы изменения ускорения толкателя [1, с. 102]. Потому что изменение ускорения считается источником ударных сил.

Большое значение в кулачковых механизмах имеет также угол между направлением силы реакции в точке касания высшей кинематической пары и направлением движения толкателя. Величина этого угла имеет большое значение, особенно во время подъема толкателя. Потому, что это зависит от увеличения скорости трения и снижения коэффициента полезной работы (КПД) механизма. В реверсивных механизмах, где изменяется направление скорости и сил, необходимо ограничить величину угла давления [2, с. 30].

Согласно [3, с. 81], при динамическом синтезе механизмов определяются параметры динамических условий, обеспечивающих отсутствие заеданий проектируемого механизма и реализацию закона движения, определяемого достаточно высоким КПД. Эти условия должны обеспечивать, чтобы угол давления в любом положении механизма не превышал допустимого угла давления для пары кулачка.



В результате анализа и исследований разработана конструкция гармонического кулачкового механизма цилиндрического типа. Этот кулачковый механизм состоит из: 1-подшипника, 2-валового кулачка, 3-кулачка, 4-ролика, 5-оси, 6-толкателя, 7-пружины, 8-направляющего.

На следующем этапе исследований определим максимальное значение угла давления с учетом сил в системе кулачка толкателя. В исследования воспользуемся схемой, представленной на рисунке 2.

Рис. 1. Кулачковый

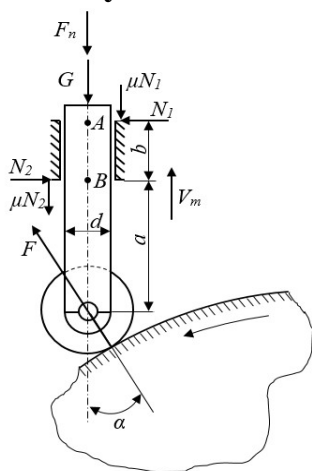


Рис. 2. Схема сил, действующих на

Из условия статического равновесия сумма сил, направленных по вертикальной оси, должна быть равна нулю, т.е.

$$\sum F_y = 0; -G - F_n + F \cos \alpha - \mu N_1 - \mu N_2 = 0. \quad (1)$$

где G -сила тяжести, Н; F_n -усилие пружины, Н; F -движущая сила кулачка, Н; α -угол давления, рад; μ -коэффициент трения между толкателем и направляющей; N_1 и N_2 -нормальные реакции в направляющих толкателя, Н.

Пусть точки А и В будут точками пересечения направлений сил N_1 и N_2 с направлением движения толкателя. Из статики известно, что сумма одновременных моментов, взятых относительно точки, равна нулю [4, с. 56], т.е.

$$\sum M_B = 0; -Fa \sin \alpha + N_1 b - \mu N_1 \frac{d}{2} + \mu N_2 \frac{d}{2} = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_A = 0; -F(a+b) \sin \alpha + N_2 b - \mu N_1 \frac{d}{2} + \mu N_2 \frac{d}{2} = 0. \quad (3)$$

где a -вылет толкателя, м; b -длина направляющих толкателя, м; d -диаметр стержня толкателя, м.

Для упрощения расчетов, если условно принять силы трения равными между собой, то выражения (2) и (3) имеют следующий вид

$$-Fa \sin \alpha + N_1 b = 0; \quad (4)$$

$$-F(a+b) \sin \alpha + N_2 b = 0. \quad (5)$$

Решая выражения (4) и (5) относительно N_1 и N_2 , получем

$$N_1 = \frac{a}{b} F \sin \alpha; \quad (6)$$

$$N_2 = \frac{a+b}{b} F \sin \alpha \quad (7)$$

С учетом (15) и (16) запишем (10) в следующем виде

$$-G - F_n + F \cos \alpha - \frac{a\mu F \sin \alpha}{b} - \frac{(a+b)\mu F \sin \alpha}{b} = 0 \quad (8)$$

Решая выражение (8) относительно F , получим

$$F = \frac{G + F_n}{\cos \alpha - \left(\frac{2a+b}{b} \right) \mu \sin \alpha} \quad (9)$$

Если знаменатель в выражении (9) равен нулю, то движущая сила F в кулачке стремится к бесконечности, т. е. наблюдается застревание толкателя в направляющей, т. е.

$$\cos \alpha - \left(\frac{2a+b}{b} \right) \mu \sin \alpha = 0 \quad (10)$$

Максимальное (критическое) значение угла давления, при котором толкатель может застревать в направляющей, можно определить следующим образом

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arcctg} \frac{\mu(2a+b)}{b} \quad (11)$$

В заключение можно сказать, что с помощью полученного выражения (11) можно будет определить зависимость между длиной направляющей и высотой подъема толкателя. Например, если максимальный угол давления равен 30° , а коэффициент трения равен 0,07, то связь между вылетом толкателя

и длины направляющих толкателя, т. е. $\frac{a}{b} \approx 11,6$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. И.И.Артоболовский. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 689 с.
2. И.В.Леонов. Проектирование и анализ кулачковых механизмов с помощью ЭВМ // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2015. - №2. – С. 29-35.

3. Ю.Я.Ковылин. Динамический синтез плоских кулачковых механизмов с поступательными кулачками и роликовыми толкателями // Известия Томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С.М.Кирова, 1959. – Том 96, 1. – С. 81-86.
4. Ю.Г.Павленко. Задачи по теоретической механике. – М.: МГУ, 1988. – 344 с.
5. Mukhamedov, Z., Turdaliev, V. M., & Kosimov, A. A. (2020). Kinematic Nonuniformity of the Rotation of a Toothed Belt Transmission with a Composite Pulley. Russian Engineering Research, 40, 705-709.
6. Djuravich, D. A., Zakirjanovich, X. J., Maxsudovich, T. V., Gulomjanovich, A. I., & Adxamjonovich, Q. A. (2016). DEFINITION OF MOVEMENT LAWS OF WINGING AND MILLING DRUMS OF THE UNIT FOR PROCESSING OF SOIL AND CROPS OF SEEDS. Science Time, (5 (29)), 165-171.
7. Мухамедов, Д., Турдалиев, В. М., Косимов, А. А., & Махкамов, Г. У. (2019). Комбинированный агрегат для предпосевной обработки почвы и посева мелкосеменных овощных культур. In КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ: КОНТРОЛЬ, УПРАВЛЕНИЕ, ПОВЫШЕНИЕ, ПЛАНИРОВАНИЕ (pp. 226-230).
8. Djuraevich, D. A., Maxsudovich, T. V., & Adixamjonovich, Q. A. (2016). Definition of movement laws of winging and milling drums of the unit for processing of soil and crops of seeds. European science review, (5-6), 197-200.
9. Косимов, А. А., & Турдалиев, В. М. (2015). КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФРЕЗЕРНОГО БАРАБАНА КОМБИНИРОВАННОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПРЕДПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ И ПОСЕВА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР. In Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации (pp. 288-291).
10. Turdaliyev, V. M., Komilov, S. R., Ismoilov, A. M., & Akbaraliyev, X. X. (2022, December). A dynamic study of a chain transmission with a variable centre distance is performed (on the transmission of rotational motion). In IOP Conference

Series: Earth and Environmental Science (Vol. 1112, No. 1, p. 012024). IOP Publishing.