

$$F_{д}^* = G_1 \cdot H_{s1} - \frac{[F_{д0} \cdot \alpha + 0.5 \cdot F_{д0} \cdot (\beta - \alpha) + 0.5 \cdot F_{дн} \cdot (1 - \beta)]}{\{0.5 \cdot [(\beta - \alpha) + (1 - \beta)] \cdot H_D\}}$$

В результате исследования были рассмотрены особенности функционирования машины при неустановившемся режиме и выведены формулы для расчета сил машины на примере механизма гидравлического подъемника.

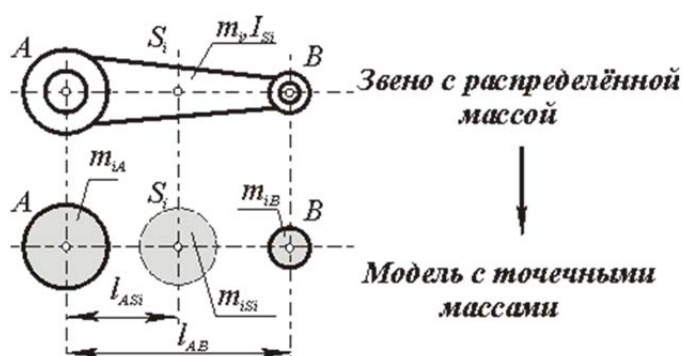
УДК 621.658.512

## УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ЗАМЕНЯЮЩИХСЯ МАСС

*Шестериков П.А., студ., Буткевич В.Г., доц., Мачихо Т.А., доц.,  
Краснер С.Ю., доц.*

*Витебский государственный технологический университет,  
г. Витебск, Республика Беларусь*

При использовании метода замещающих масс, звено механизма с распределенной массой заменяется расчетной моделью, которая состоит из точечных масс. Ниже представлена схема звена с распределенной массой и модель с точечными массами.



Условия перехода от звена с разделенной массой к модели с точечными массами были определены соответствующие :

- сохранение массы звена:  $m_{iA} \cdot m_{iB} = m_i$ .
- сохранение положения центра масс:  $l_{ASi} = const, m_{Ai} \cdot l_{ASi} = m_{iB} \cdot (l_{AB} - l_{ASi})$ .
- сохранение момента инерции:  $m_{iA} \cdot l_{ASi}^2 + m_{iB} \cdot (l_{AB} - l_{ASi})^2 = I_{Si}$ .

Причинами возникновения вибраций могут быть периодические изменения сил (силовое возмущение), перемещений (кинематическое возмущение) или инерционных характеристик (параметрическое возмущение).

Уравновешенным будет механизм в котором главные вектора и моменты сил инерции равны нулю.

$$\sum_{i=1}^n G_i + \sum_{i=1}^n F_{ui} + P_{\partial 1} = 0 \quad \sum_{i=1}^n M_{ui} + M_{c3} = 0.$$

При статическом уравновешивании механизма необходимо обеспечить

$$F_{SM} = 0, \text{ так как } \sum_{i=1}^n m_i \neq 0, \text{ то } a_{SM} = 0.$$

Это условие можно выполнить если: скорость центра масс механизма равна нулю  $V_{SM} = 0$  или она постоянна по величине и направлению  $V_{SM} = const$ . Обеспечить выполнение условия  $V_{SM} = const$  в механизме практически невозможно. Поэтому при статическом уравновешивании необходимо обеспечить выполнение условия  $V_{SM} = 0$ . Это возможно, когда центр масс механизма лежит на

оси вращения звена ( $r_{SM} = 0$ ) или когда он неподвижен.

УДК 531.8

## К ТЕОРИИ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ПЛОСКИМ ТОЛКАТЕЛЕМ

Федосеев Г.Н., доц., Махановский А.А., студ.

Витебский государственный технологический университет,  
г. Витебск, Республика Беларусь

В существующих учебниках (и даже в фундаментальном учебнике [1]) нет прямого кинематического обоснования тождественности скоростей и ускорений в плоских механизмах с высшими парами и соответствующих мгновенных заменяющих механизмах. На рисунке 1 показаны планы скоростей и ускорений, подобные треугольнику ABC, имеющих целью найти скорость и ускорение точки C радиуса BC, проведённого в точку касания эксцентрика-кулачка и плоского толкателя, сохраняющего направление и, следовательно, вращающегося относительно кулачка с угловой скоростью  $\omega_1$ . Принимая после этого поступательное движение радиуса BC за переносное, находим скорость и ускорение точки  $C_2$  кулачка. Такие же скорость и ускорения получаются в рассмотрении заменяющего механизма на рисунке 2.

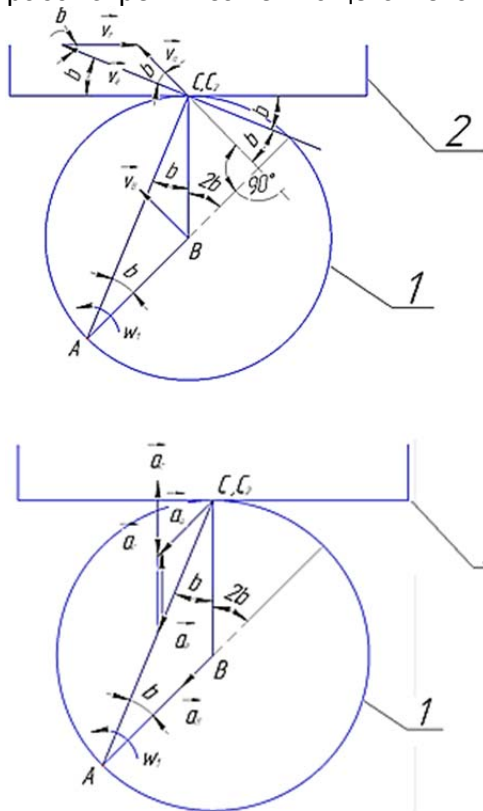


Рисунок 1 – Планы скоростей и ускорений толкателя в кулачковом механизме

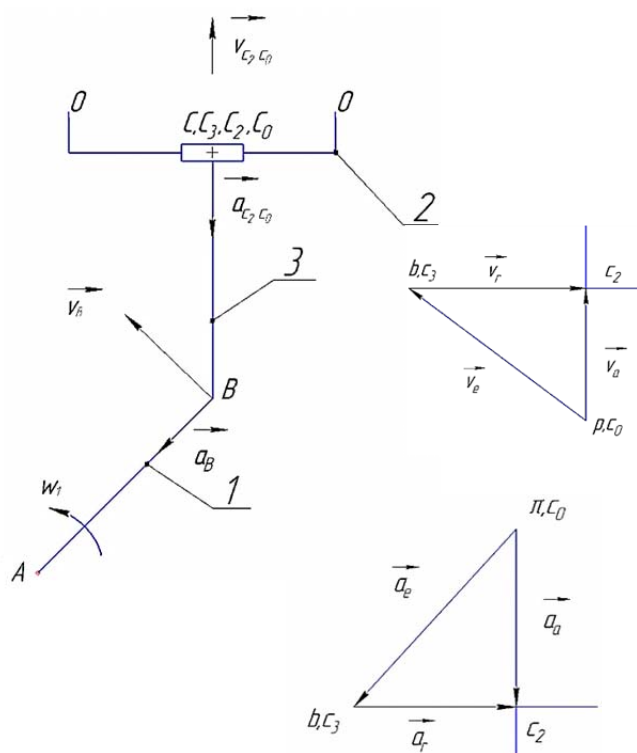


Рисунок 2 – Скорость и ускорение в заменяющем механизме

### Список использованных источников

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов / «Наука», – Москва, 1967. – с.72.