Лекция №19
Профилирование кулачков. Кинематика кулачковых механизмов.

Основные вопросы:

1. Аналитический способ определения центрового профиля кулачка.
2. Определение координат конструктивного профиля кулачка.
3. Кинематика кулачковых механизмов

Аналитический способ определения центрового профиля кулачка

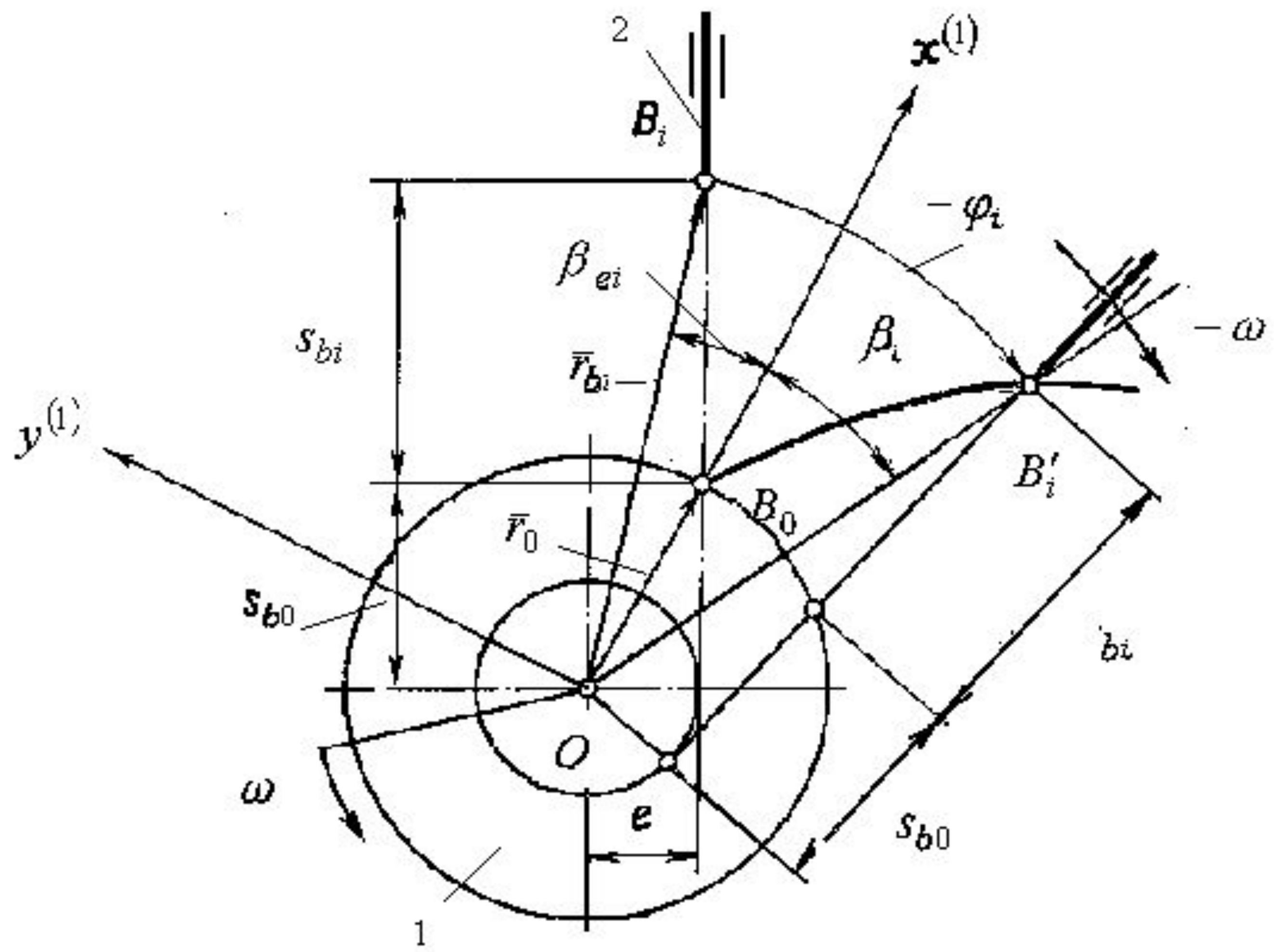
Задача - построение профиля кулачка (центрового, конструктивного) обеспечивающего заданное движение ведомого звена (толкателя).

Заданы:

общая схема механизма с основными размерами его элементов;

функция движения ведомого звена (толкателя).

Расчетная схема



Координаты текущей точки B_i :

на центровом профиле (в развернутом положении точка B_i') в полярной системе координат − r_{bi} , β_i ;

в декартовой подвижной системе координат, связанной с кулачком − $x_{B_i}^{(1)}, y_{B_i}^{(1)}$.

Из расчетной схемы

$$r_{bi} = \sqrt{(s_{bi} + s_{b0})^2 + e^2}$$

Ход толкателя s_{bi} − функция угла поворота кулачка φ_i .

$$s_{b0} = \sqrt{r_0^2 + e^2}$$

т.е. радиус-вектор текущей точки центрового профиля B_i – функция фазового угла $r_{bi} = r_{bi}(\varphi)$.

Полярный угол β_i точки B_i

$$\beta_i = -\varphi_i + \beta_{ei}$$

Углы β_{ei} – корректирующие (вспомогательные) углы.

Для каждого положения толкателя из $\Delta B_i O B_0$ по теореме косинусов

$$\beta_{ei} = \arccos\frac{r_{bi}^2 + r_0^2 - s_{bi}^2}{2r_{bi}r_0}$$, т.е. $$\beta_{ei} = \beta_{ei}(\varphi)$$

Уравнения центрового профиля

$$x^{(1)} = r_{bi}\cos\beta_i$$

$$y^{(1)} = r_{bi}\sin\beta_i$$

Определение координат конструктивного профиля кулачка

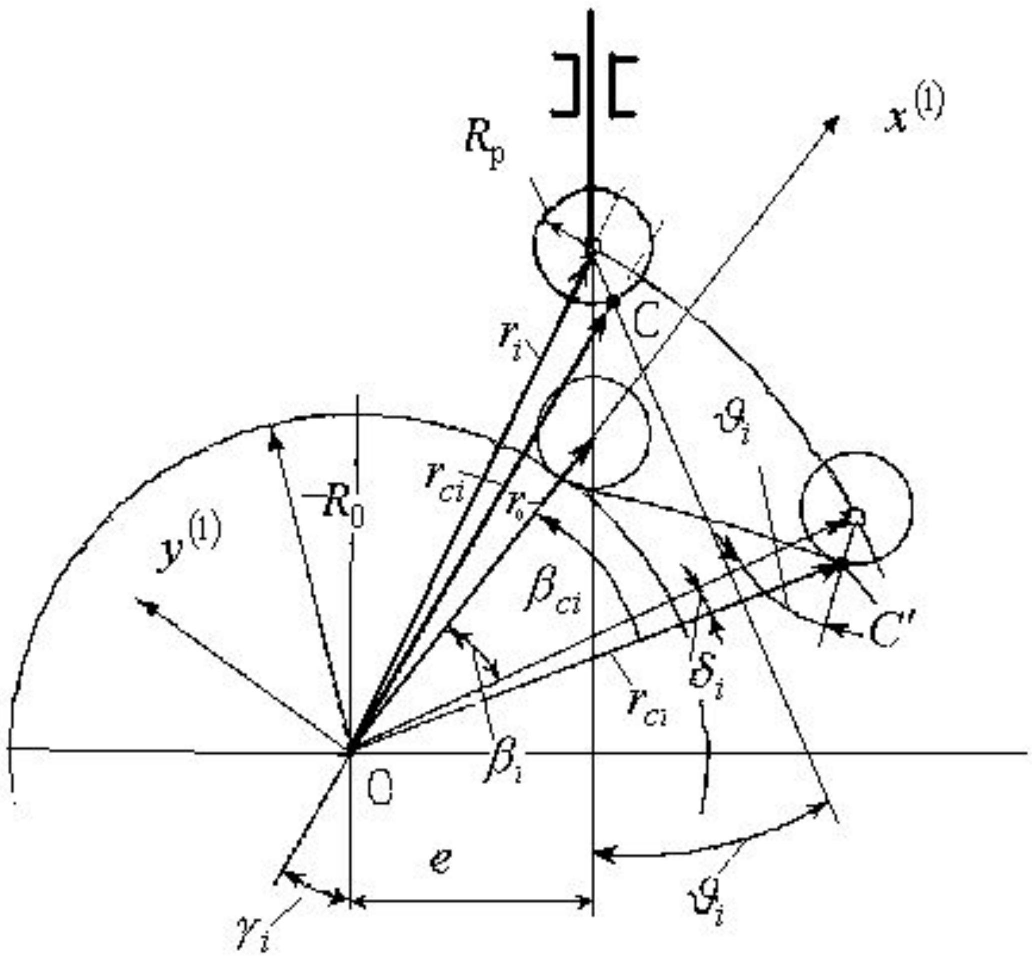
Конструктивный или действительный профиль кулачка – профиль, по которому обкатывается ролик толкателя или которого касается острие щупа толкателя в кулачковом механизме с безроликовым толкателем.

Задача: определение координат точек конструктивного (действительного) профиля кулачка при известном центровом профиле.

Известны: радиус ролика $R_{\text{р}}$ и радиус основной окружности действительного профиля кулачка R_0

$$R_0 = r_0 - R_p$$

Расчетная схема для определения координат точек конструктивного профиля кулачка



Координаты текущей точки С на конструктивном профиле (в развернутом на угол $-\varphi_i$ положении точка C_i') в полярной системе координат – r_{ci} , β_{ci}; в декартовой подвижной системе координат, связанной с кулачком – $x_{B_i}^{(1)}, y_{B_i}^{(1)}$

ϑ_i – угол давления.

Из ΔOB_iC – радиус-вектор (первая полярная координата) конструктивного профиля

$$r_{ci} = \sqrt{r_i^2 + R_р^2 - 2 r_i R_р \cos(\gamma_i + \vartheta_i)}$$

Из ΔAB_iO $\gamma_i = arctg \dfrac{e}{s_0 + s_{bi}}$, т.е. $\gamma_i = \gamma_i(\varphi)$

Полярная координата конструктивного профиля β_{ci}

$$\beta_{ci} = \beta_i + \delta_i$$

Из $_{\Delta}OB_i'C'$

$$\delta_i = \arccos\frac{r_i^2 + R_{\text{р}}^2 - r_{ci}^2}{2 r_i R_{\text{р}}}$$, т.е. $\delta_i = \delta_i(\varphi)$

Кинематика кулачковых механизмов

Цель кинематического исследования кулачкового механизма – определение функции положения $s(\varphi,)$ первой и второй передаточных функций.

Графический метод – построение кривой $s(\varphi)$ и ее двойное графическое дифференцирование.

Способы построения функции $s(\varphi)$:

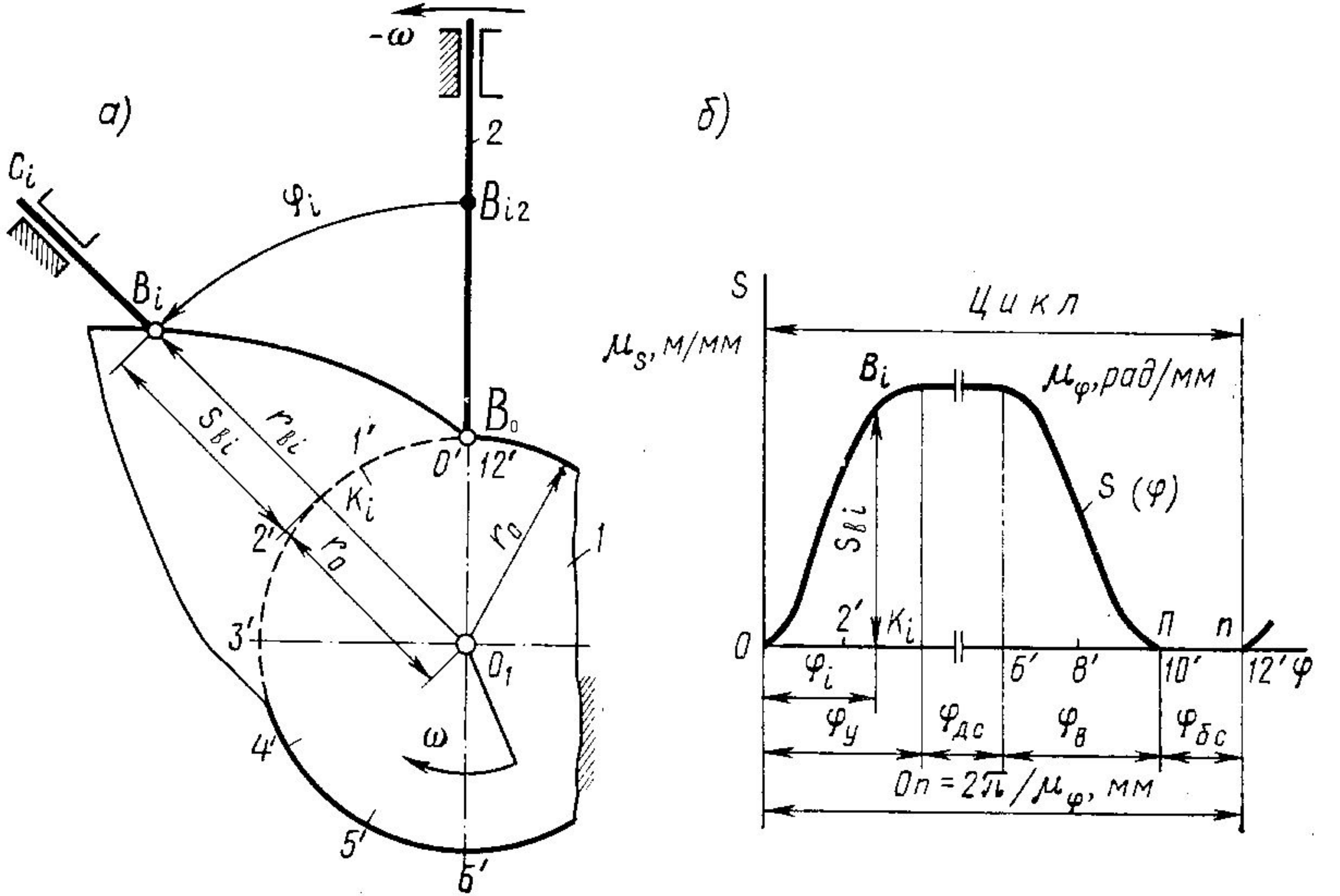
метод засечек (профиль кулачка вычерчивается в нескольких следующих друг за другом положениях механизма);

метод обращенного движения.

Метод обращенного движения:

Исследуемому механизму вместе со стойкой мысленно сообщают вращательное движение вокруг оси вращения кулачка с угловой скоростью $-\omega_1$. В результате кулачок останавливается, а неподвижная направляющая вместе с толкателем начинает вращаться в противоположную сторону. Толкатель при этом совершает два движения, одно из которых (относительно стойки) остается таким же, как и при вращающемся кулачке. Профиль кулачка при этом является геометрическим местом отдельных положений за цикл острия толкателя (точки контакта ролика толкателя с поверхностью кулачка).

Графическое построение функции положения $s = s(\varphi)$



Требования ко второй передаточной функции

$$s''(\varphi)=\frac{d^2s}{d\varphi^2}$$

В конце фазы удаления $\varphi_2=\varphi_y$ $s=s_{\max}$ $\upsilon_2=0,$

т.е.

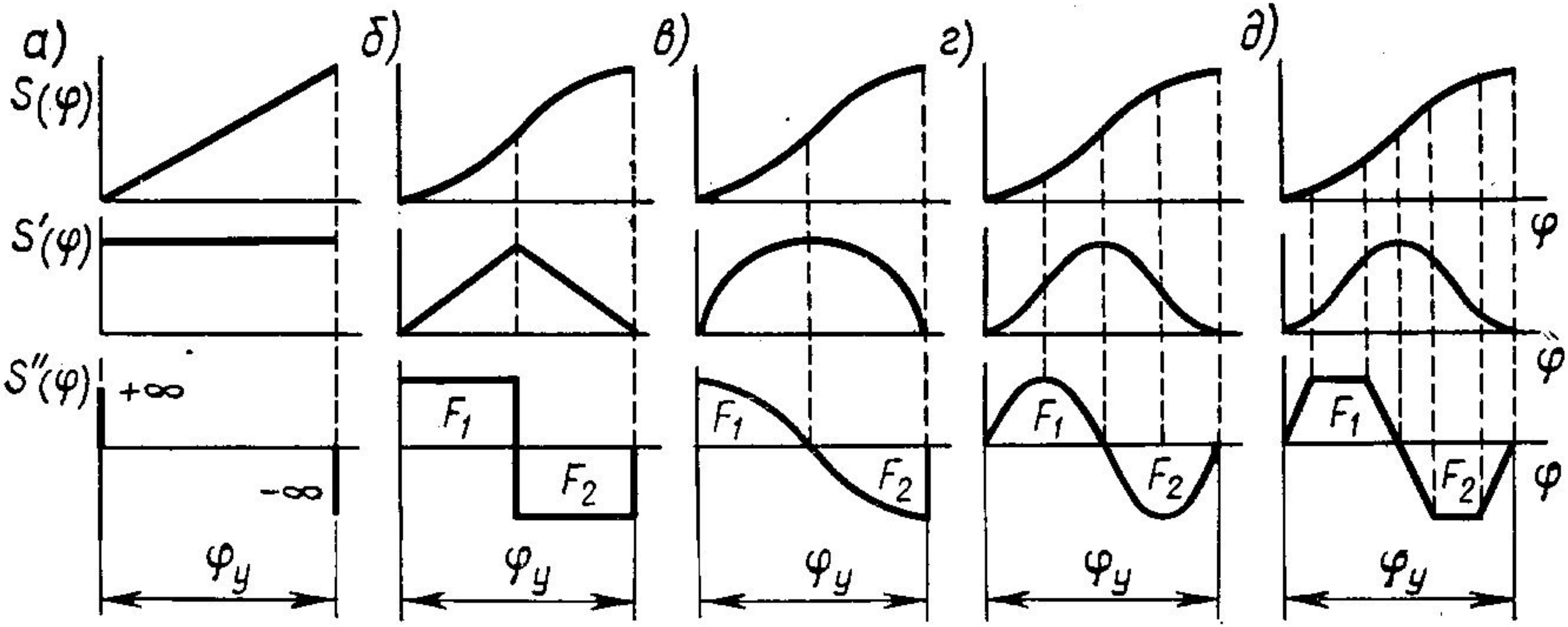
$$\upsilon_2=\frac{ds}{d\varphi}\omega=\omega\int_0^{\varphi_y}(d^2s/d\varphi^2)d\varphi=0$$

при $\omega\neq 0$ $$\int_0^{\varphi_y}(d^2s/d\varphi^2)d\varphi=0$$

В фазе удаления (и возврата) необходимо

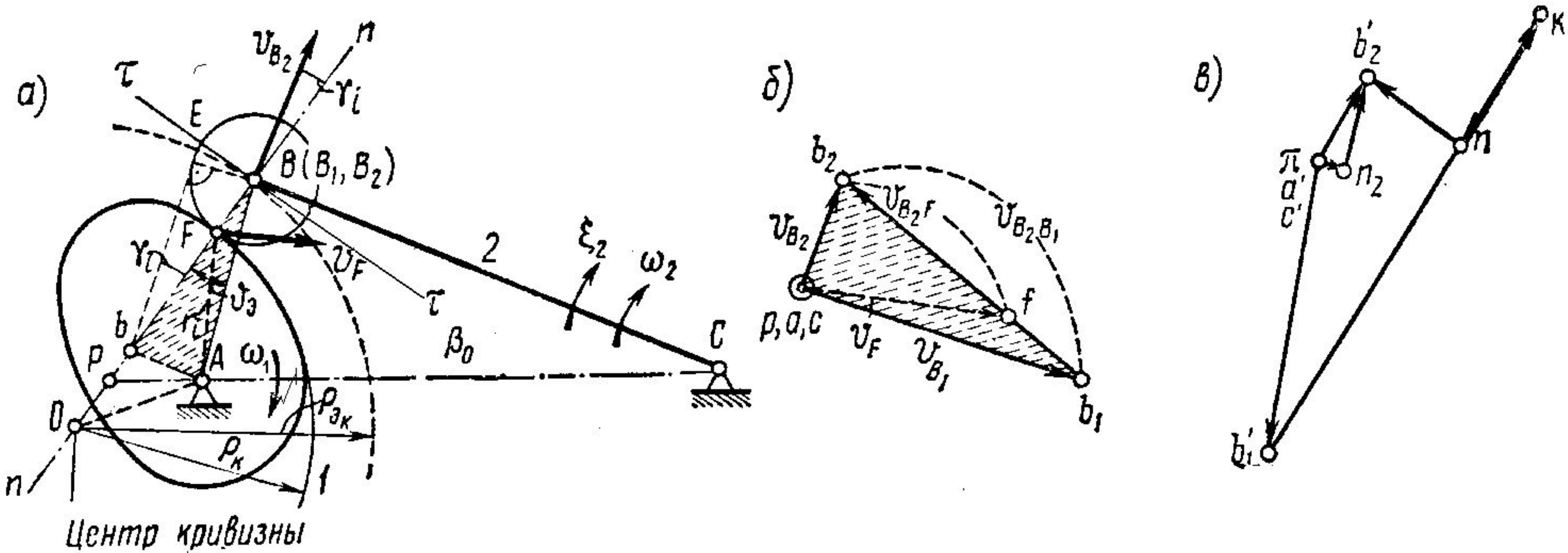
$$|F_1|=|F_2|$$

Законы движения толкателя в фазе удаления



Графо-аналитический метод кинематического анализа

Кулачковый механизм с роликовым качающимся толкателем



Векторные уравнения определяющие связь между скоростями звеньев

$$\overline{\upsilon}_{B_2} = \overline{\upsilon}_F + \overline{\upsilon}_{B_2F} \quad \text{или} \quad \overline{\upsilon}_{B_2} = \overline{\upsilon}_{B_1} + \overline{\upsilon}_{B_2B_1}$$

Векторное уравнение, дающее связь между ускорениями

$$\overline{a}^n_{B_2} + \overline{a}^t_{B_2} = \overline{a}^n_{B_1} + \overline{a}^K_{B_2B_1} + \overline{a}^n_{B_2B_1} + \overline{a}^t_{B_2B_1}$$

$a^n_{B_2} = \dfrac{\upsilon^2_{B_2}}{l_{BC}}$ – нормальное ускорение толкателя

$a^n_{B_2B_1} = \dfrac{\upsilon^2_{B_2B_1}}{\rho_K}$ – нормальное ускорение в относительном движении

$a^к_{B_2B_1} = 2\omega_1\upsilon_{B_2B_1}$ – модуль ускорения Кориолиса

Угловая скорость ролика

$$\omega_р = \omega_2 = \frac{\upsilon_{B_2F}}{R_р}$$

ΔOAb – повернутый план скоростей, построенный в масштабе $\mu_v = \mu_L \omega_1$

Величины скоростей:

$$v_F = AF\omega_1\mu_L gn; \quad v_{B_1} = AB\omega_1\mu_L; \quad v_{B_2} = AB\omega_1\mu_L;$$

$$v_{B_2F} = Fb\omega_1\mu_L; \quad v_{B_2B_1} = Bb\omega_1\mu_L.$$

где $Fb = Bb - FB;$ $FB = R_p;$

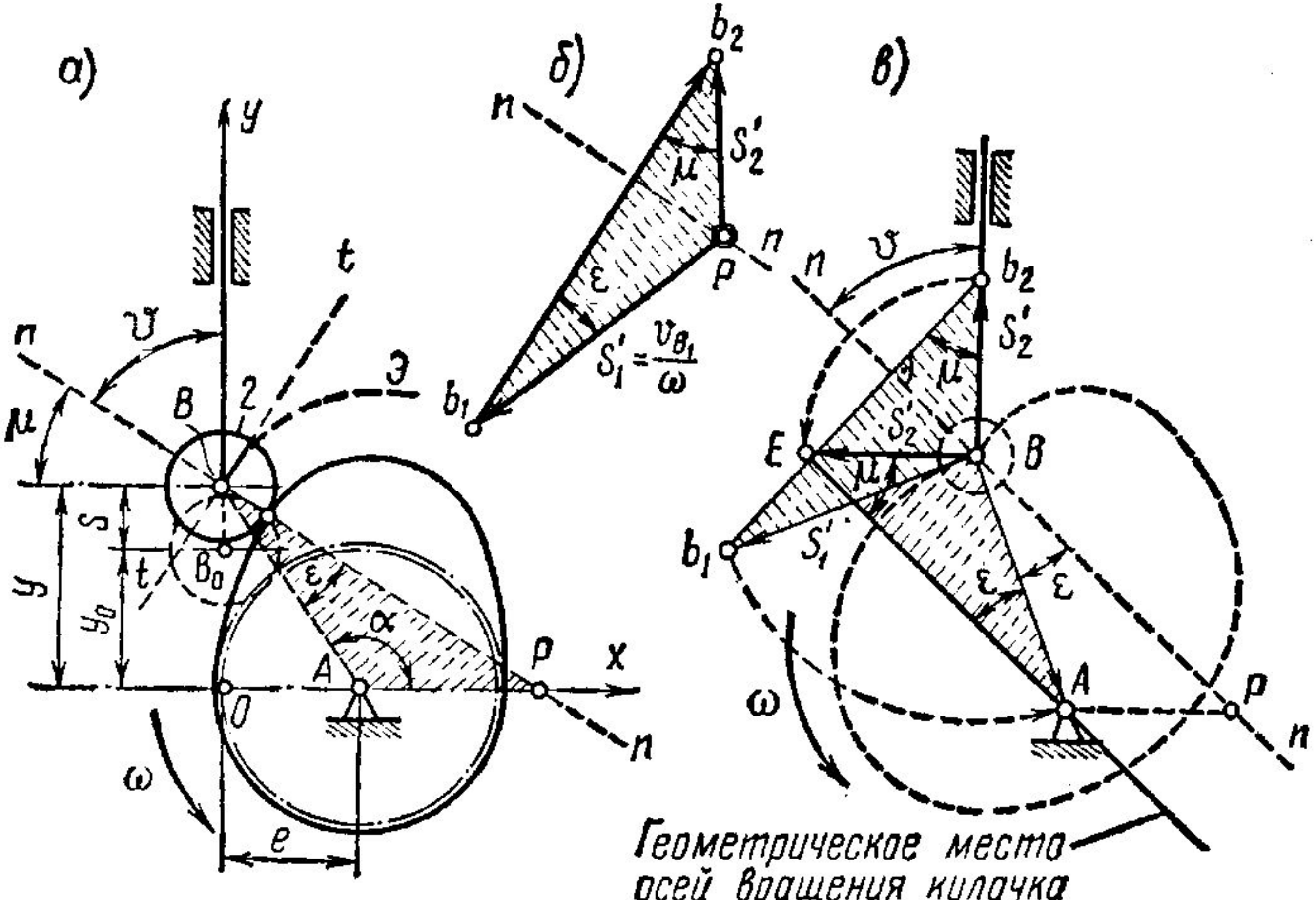
$$Bb = bE/\cos\gamma_i = AC\sin(\beta_0 + \beta_i)/\cos\gamma_i.$$

Тогда

$$v_{B_2F} = Fb\omega_1\mu_L = \omega_1\left[\frac{\sin(\beta_0+\beta_i)}{\cos\gamma_i}L - R_p\right];$$

$$\omega_p = \omega_1\left[\frac{L}{R_p}\frac{\sin(\beta_0+\beta_i)}{\cos\gamma_i} - 1\right]$$

План аналогов скоростей для кулачкового механизма с поступательным движением толкателя



$$\omega_p = \omega_1 \left[\frac{r_0 + s + R_p}{R_p \cos\gamma_i} - 1 \right]$$