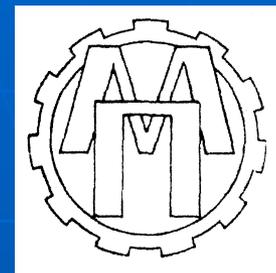


Липецкий государственный технический университет
Кафедра прикладной механики



**Мультимедийное пособие
для курсового проектирования
по ТММ**

(для студентов специальностей: АТ, А, ТМ, МД)

***Кинематический и силовой расчеты рычажных
механизмов***

***Построение планов скоростей и ускорений, планов сил и определение
уравновешивающего момента. Проверка расчетов методом «рычага»
Н.Е. Жуковского***

**Авторы: Бондаренко П. А.,
Ганул Е. В.**

Липецк 2008

Содержание:

- 1. План скоростей
- 2. План ускорений
- 3. Определение равнодействующих сил инерции
- 4 Силовой расчет группы (4-5)
- 5 Силовой расчет группы (2-3)
- 6 Силовой расчет ведущего звена
- 7 Рычаг Н.Е. Жуковского
- 8 Пример графической части проекта
- 9 Литература

1. Построение плана скоростей

(...немного теории...)

При кинематическом исследовании ставят две основные задачи:

- определение положений звеньев и траекторий заданных точек;
- определение линейных и угловых скоростей и ускорений звеньев и отдельных точек механизмов.

В результате кинематического анализа устанавливают соответствие кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений) заданным условиям, а также получают исходные данные для выполнения динамических расчетов. Знание кинематических параметров необходимо для расчета сил инерции и моментов сил инерции, кинетической энергии механизма и мощности.

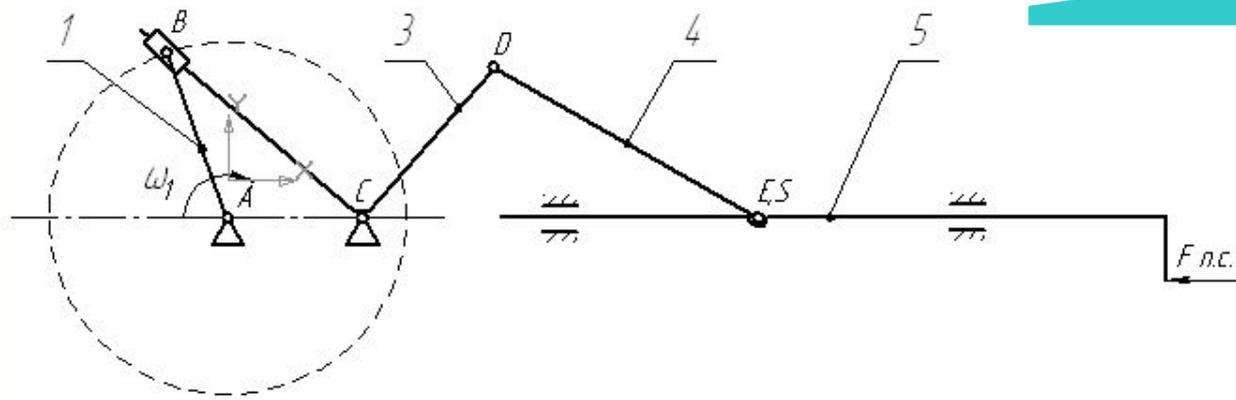
Разделение сложных рычажных механизмов на структурные группы Ассур позволяет обобщить методы кинематического анализа и применять их к этим группам, представляющих статически определимые системы. Классификационный порядок кинематических групп указывает возможный и наиболее рациональный способ исследования данной системы.

При кинематическом анализе сложных рычажных механизмов определение положений, скоростей и ускорений начинают с ведущего звена и непосредственно к нему присоединенной группы Ассур, затем переходят ко второй группе и т. д. Порядок кинематического исследования механизма определяется результатами его структурного анализа и соответствует формуле строения механизма.

[К оглавлению](#)

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$

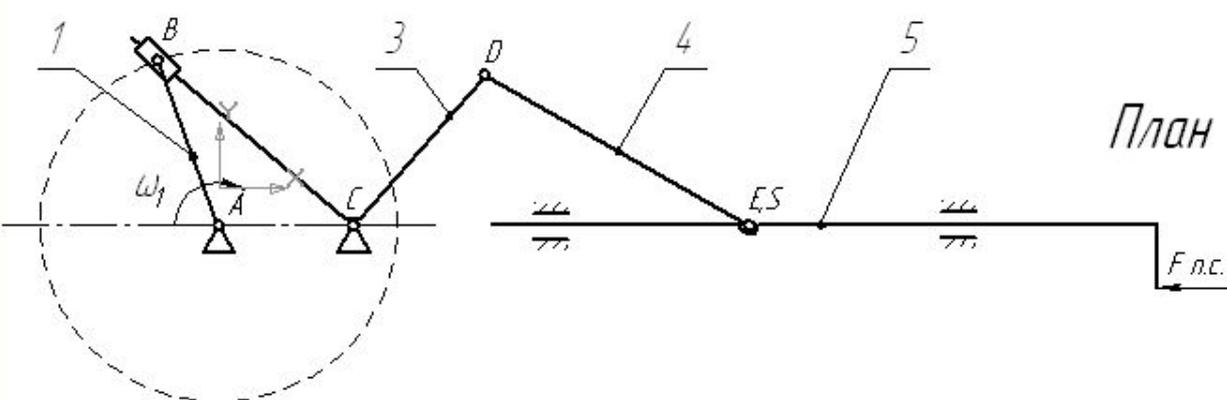
Указываем масштаб



Строим механизм в приемлемом масштабе



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$

По заданной частоте вращения n_1 определяем угловую скорость кривошипа

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

ρ_*

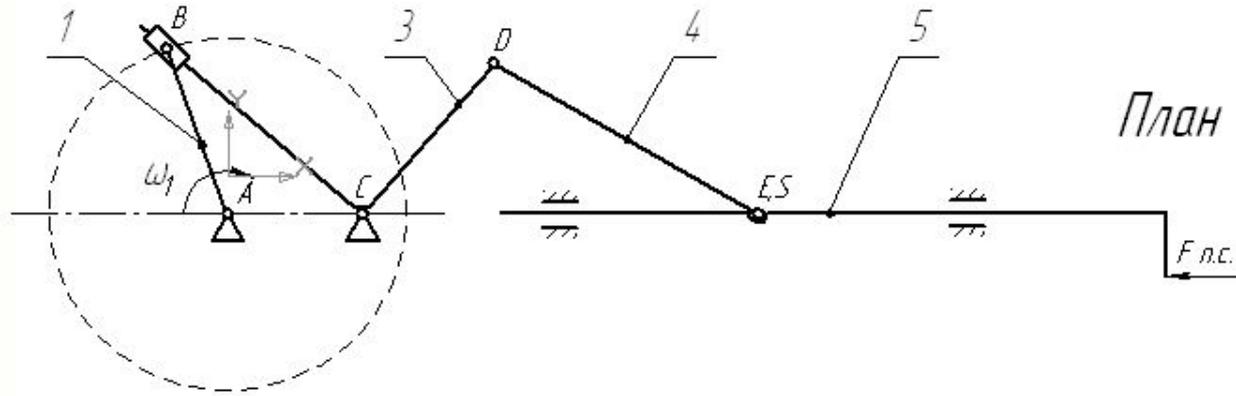
Тогда скорость точек B_1 и B_2

$$V_{B_1} = V_{B_2} = \omega_1 AB,$$

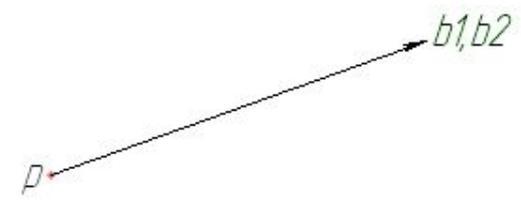
где AB – длина кривошипа, м.

Получено
(выбирается самостоятельно)

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}}$

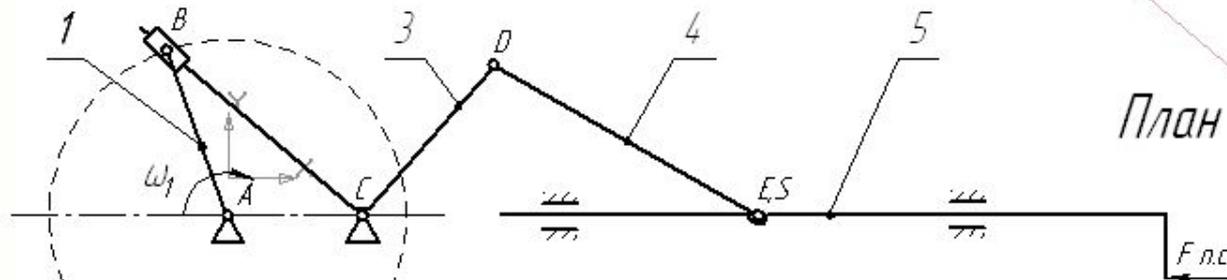


Вектор $\overline{V_{B1}}$ направлен перпендикулярно к кривошпиу в сторону его вращения.

Откладываем из точки p (полюса плана скоростей) отрезок (pb₁), выражающий скорость $\overline{V_{B1}}$ в масштабе

$$\mu_v = (pb_1) / \overline{V_{B1}}, \text{ мм/м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{мм}{мс^{-1}}$

Для определения скорости точки B_3 необходимо воспользоваться теоремой о разложении сложного движения:

$$\overline{V_{B3}} = \overline{V_{B1}} + \overline{V_{B2B3}},$$

где $\overline{V_{B3}}$ - неизвестный по величине вектор абсолютной скорости точки B_3 , направление которой перпендикулярно BC ;

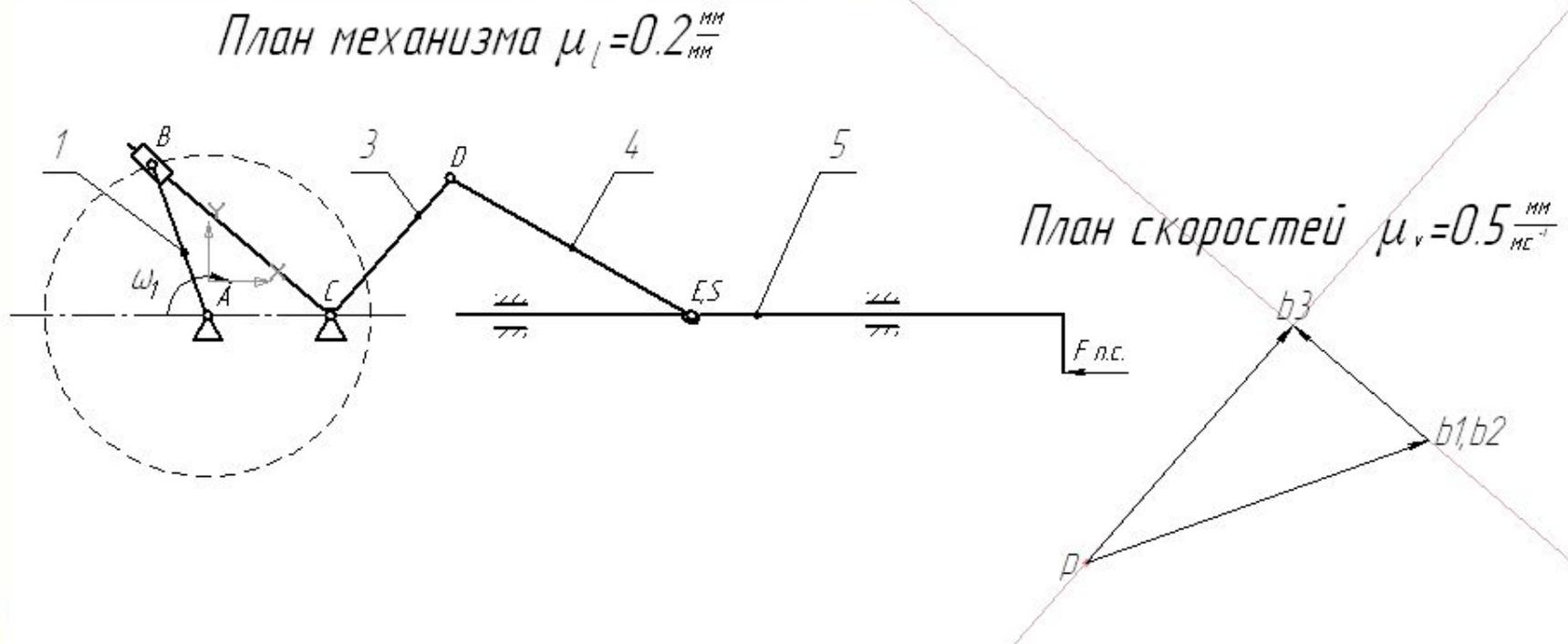
$\overline{V_{B2B3}}$ - неизвестный по величине вектор скорости точки B_2 относительно точки B_3 , направление которого параллельно BC .

Через конец вектора pb_1 проводим прямую, параллельную BC (направление

вектора $\overline{V_{B2B3}}$), а из полюса p - прямую, перпендикулярную к BC (направление

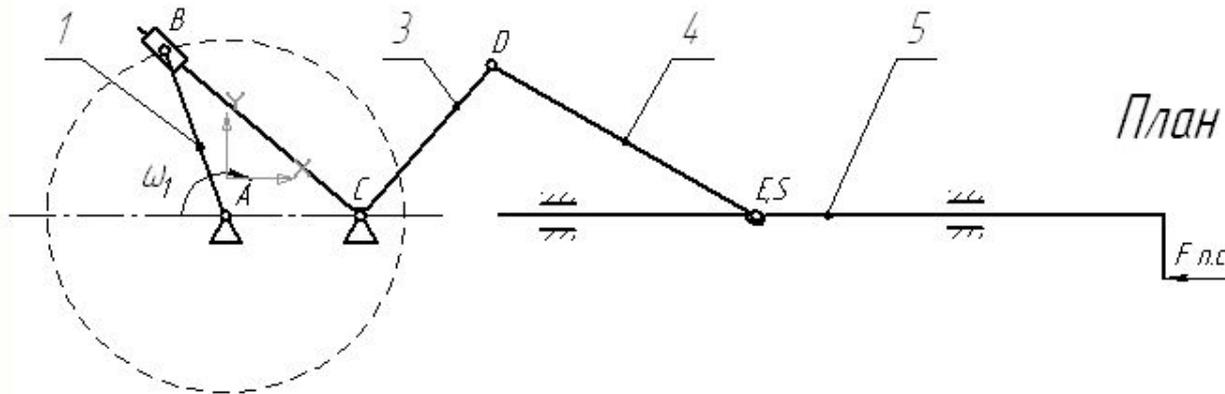
вектора $\overline{V_{B3}}$ абсолютной скорости точки B_3).



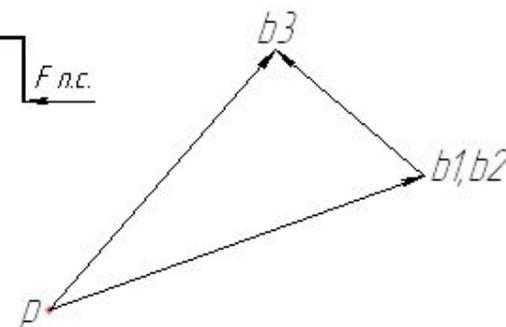


В пересечении этих двух прямых получаем точку b_3 . Вектор $\overline{pb_3}$ изображает на плане скоростей абсолютную скорость V_{B3} , а вектор $\overline{b_1b_3}$, соединяющий концы векторов абсолютных скоростей, - относительную скорость V_{B2B3}

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$

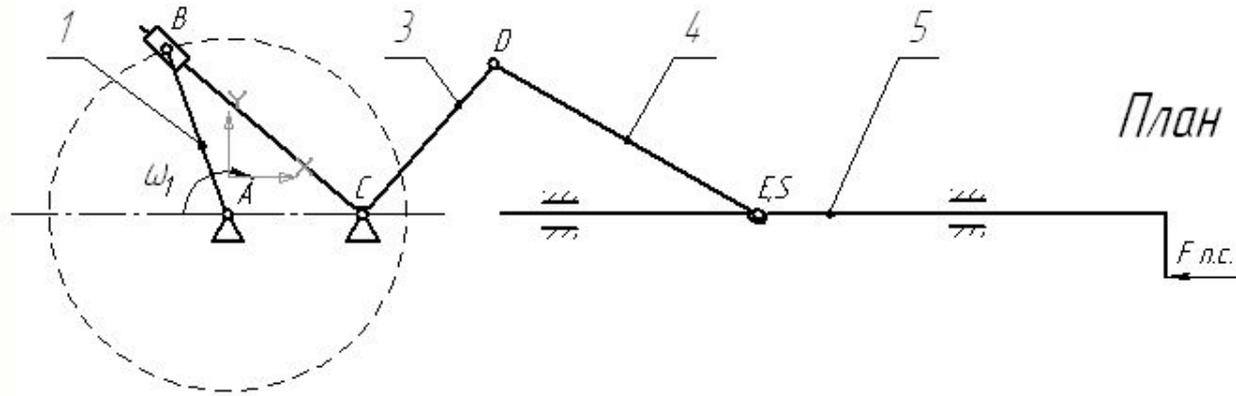


Находим модули скоростей:

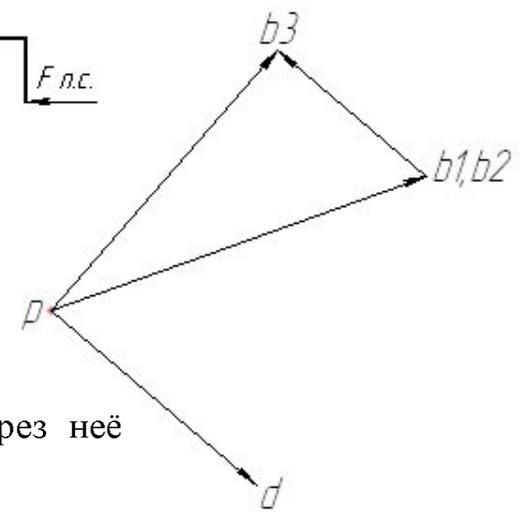
$$V_{B3} = \frac{pb_3}{\mu_v} \quad V_{B3B2} = \frac{b_1 b_3}{\mu_v}$$

Скорости точек A и C равны нулю, поэтому данные точки на плане скоростей совпадают с полюсом p.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



Находим скорость точки D:

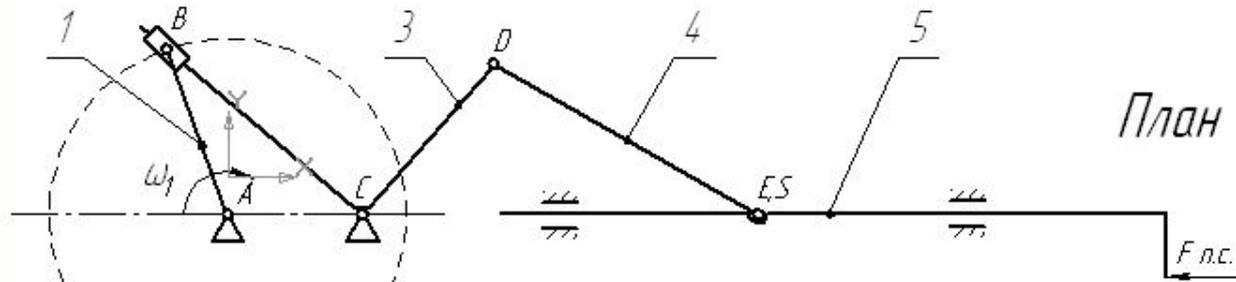
1-й вариант: по теореме подобия

2-й вариант: определить угловую скорость 3-го звена и через неё

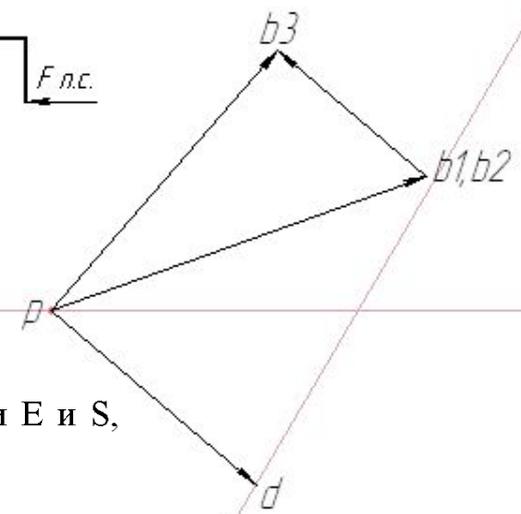
линейную скорость: $V_D = \omega_3 CD$

Вектор $\overline{V_D}$ направлен перпендикулярно CD.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



Для определения скорости точки E решим уравнение

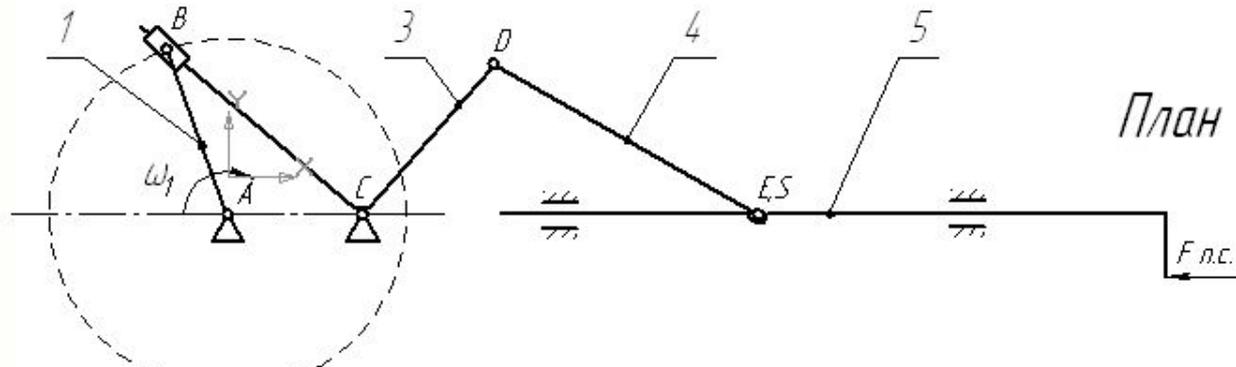
$$\underline{V_E} = \underline{V_D} + \underline{V_{ED}}$$

где $\underline{V_E}$ - неизвестный по величине вектор абсолютной скорости точки E и S, направление которого параллельно ползуну;

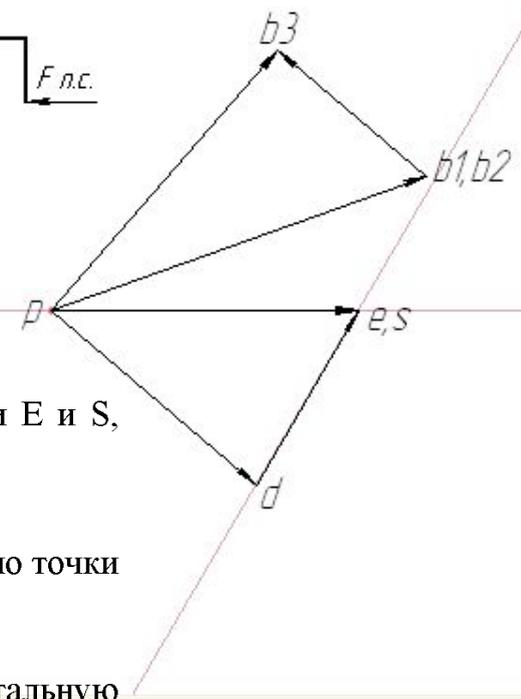
$\underline{V_{ED}}$ - неизвестный по величине вектор скорости точки E относительно точки D, направление которого перпендикулярно ED.

Решаем уравнение графическим способом, проведя из полюса горизонтальную линию, а через точку d линию, перпендикулярную ED.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



Для определения скорости точки E решим уравнение

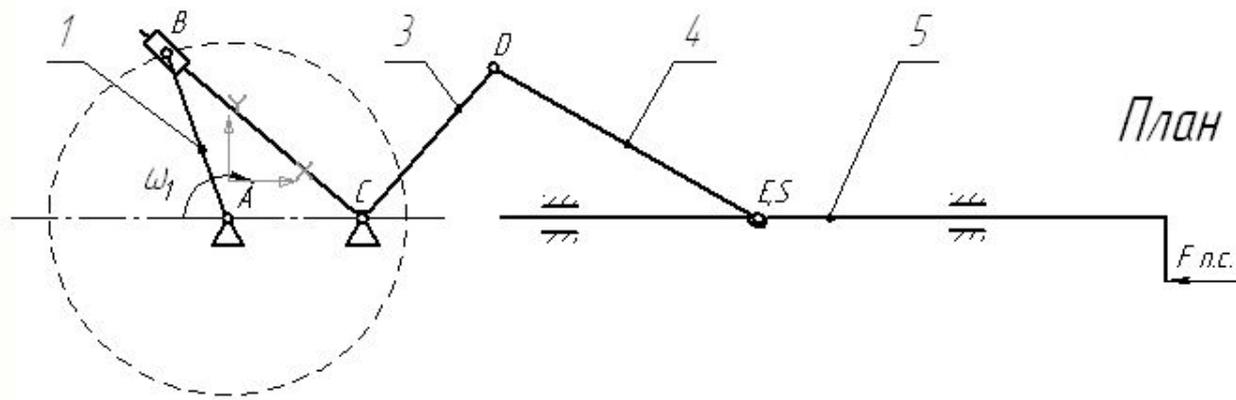
$$\underline{V_E} = \underline{V_D} + \underline{V_{ED}}$$

где $\underline{V_E}$ - неизвестный по величине вектор абсолютной скорости точки E и S, направление которого параллельно ползуну;

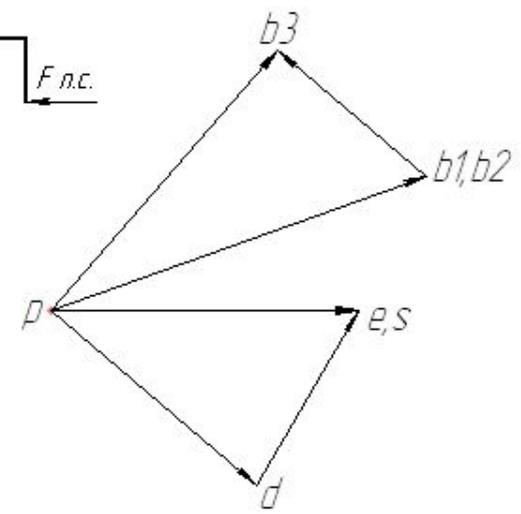
$\underline{V_{ED}}$ - неизвестный по величине вектор скорости точки E относительно точки D, направление которого перпендикулярно ED.

Решаем уравнение графическим способом, проведя из полюса горизонтальную линию, а через точку d линию, перпендикулярную ED.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



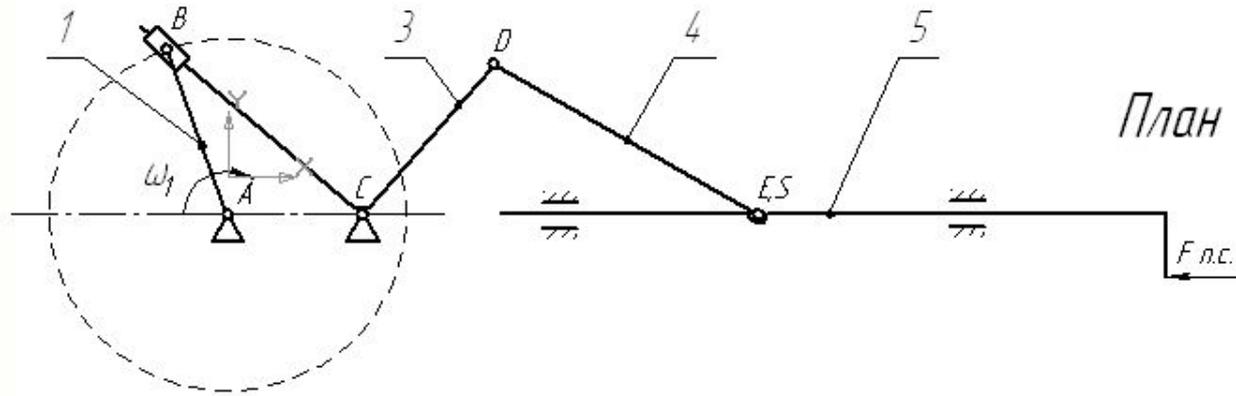
План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



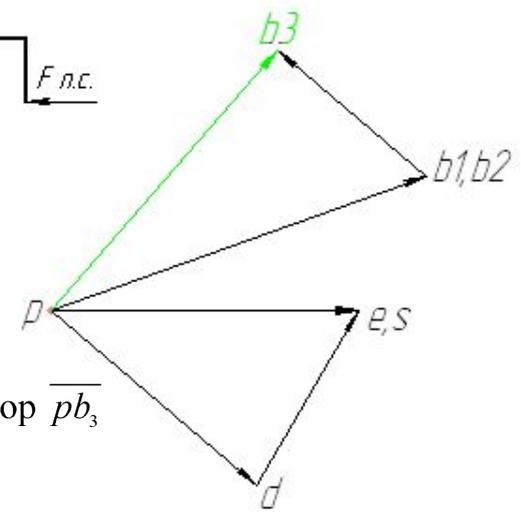
Находим модули скоростей

$$V_E = \frac{pe}{\mu_v}$$

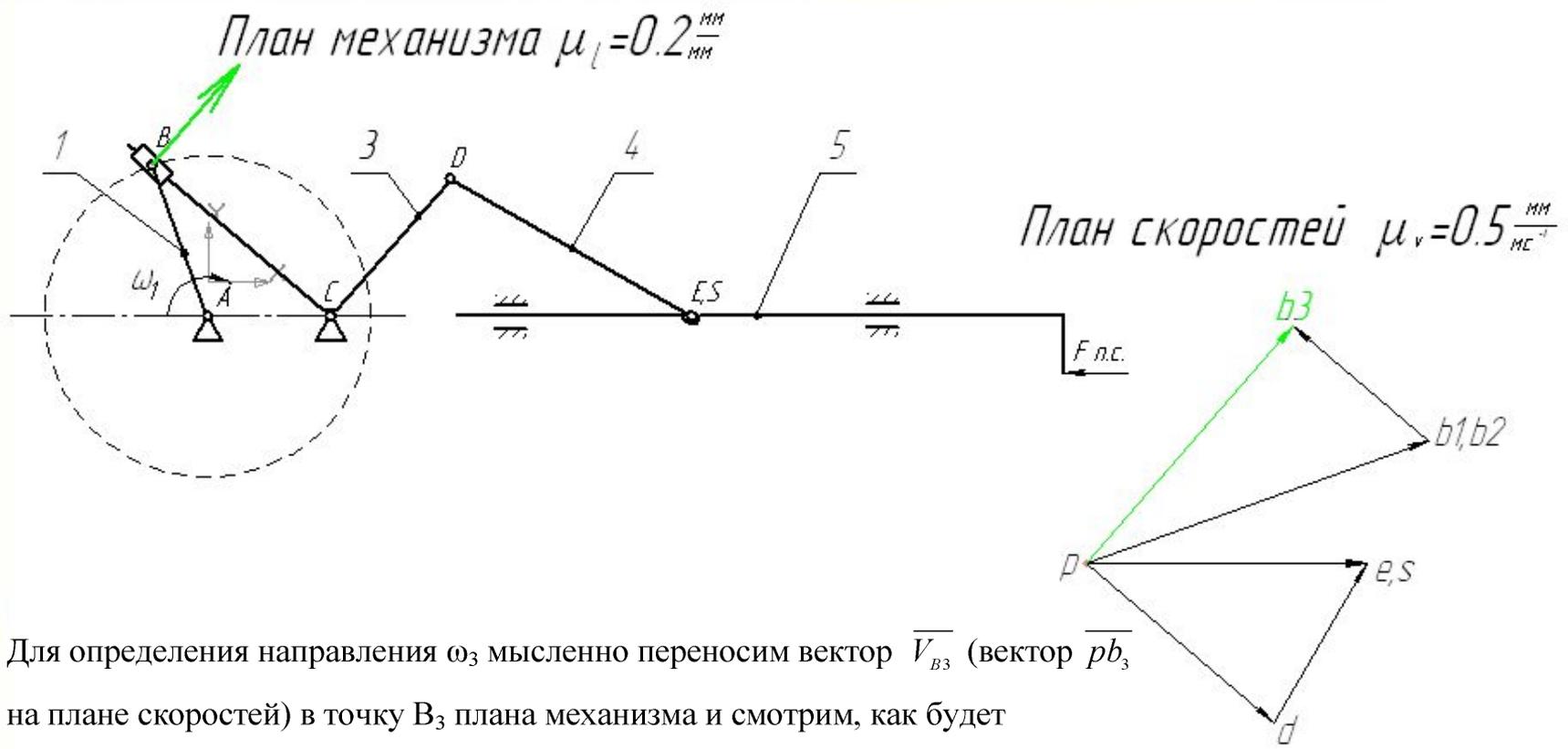
План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$

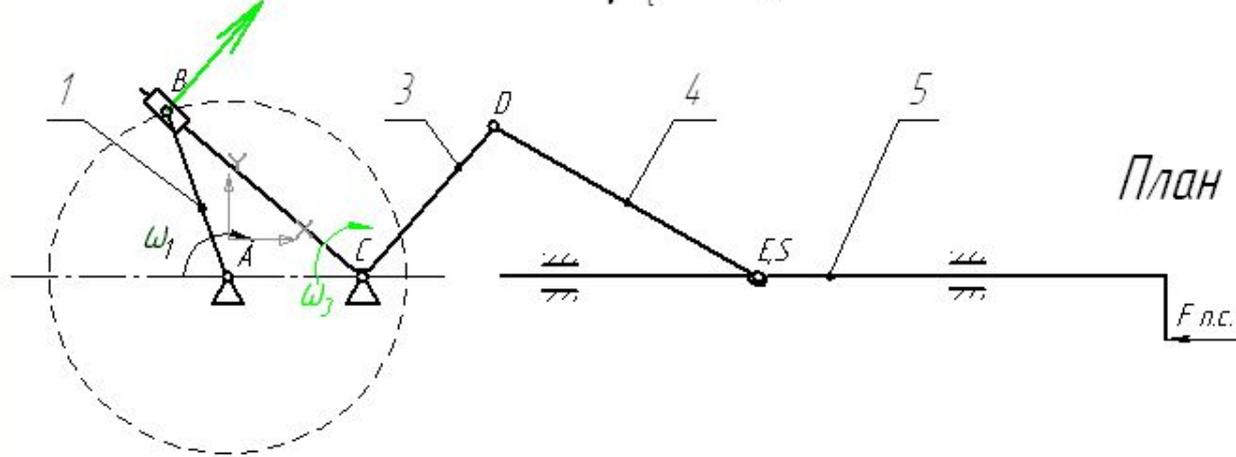


Для определения направления ω_3 мысленно переносим вектор $\overline{V_{B_3}}$ (вектор $\overline{pb_3}$ на плане скоростей) в точку B_3 плана механизма и смотрим, как будет вращаться звено 3 под действием этого вектора.

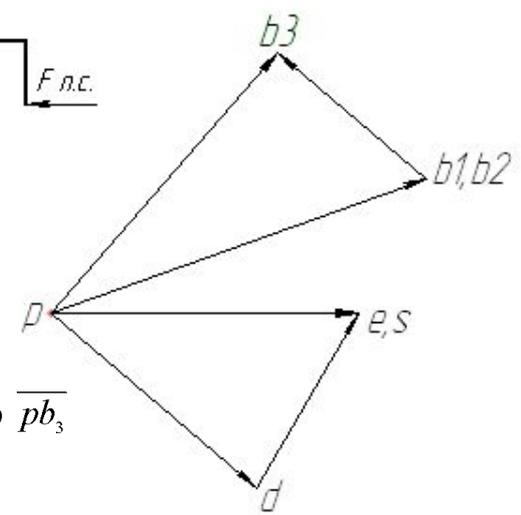


Для определения направления ω_3 мысленно переносим вектор $\overline{V_{B_3}}$ (вектор $\overline{pb_3}$ на плане скоростей) в точку B_3 плана механизма и смотрим, как будет вращаться звено 3 под действием этого вектора.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}}$

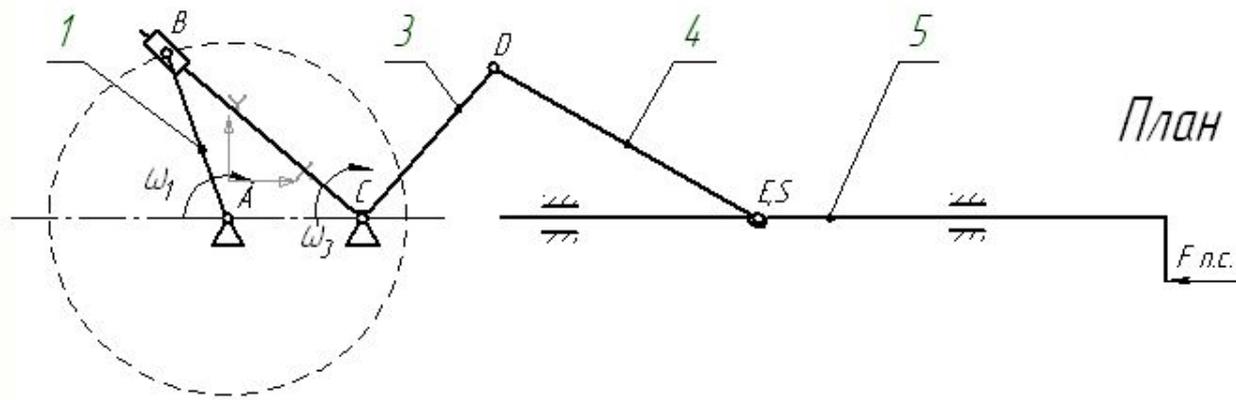


Для определения направления ω_3 мысленно переносим вектор $\overline{V_{B3}}$ (вектор $\overline{pb_3}$ на плане скоростей) в точку B_3 плана механизма и смотрим, как будет вращаться звено 3 под действием этого вектора.

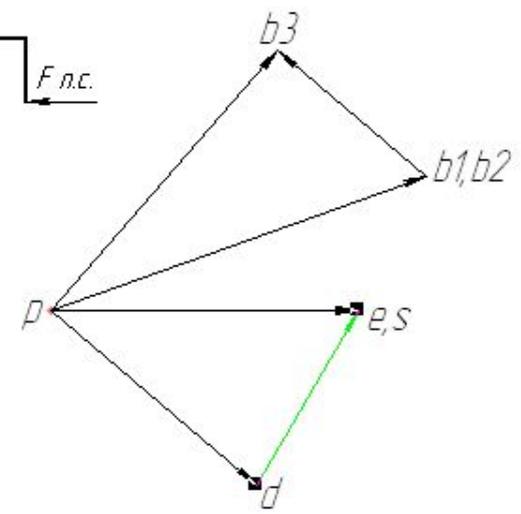
Находим угловую скорость третьего звена и показываем её направление:

$$\omega_3 = \frac{V_{B3}}{BC}$$

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$

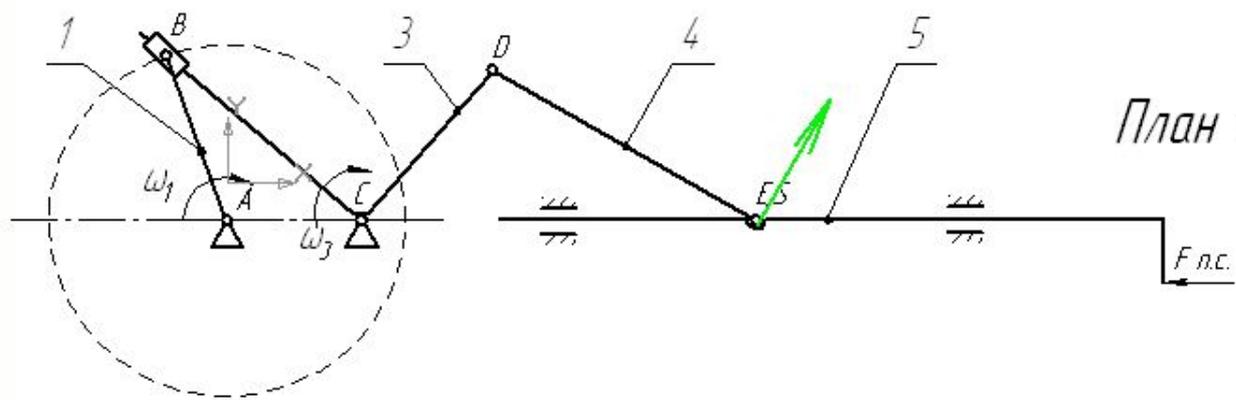


План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$

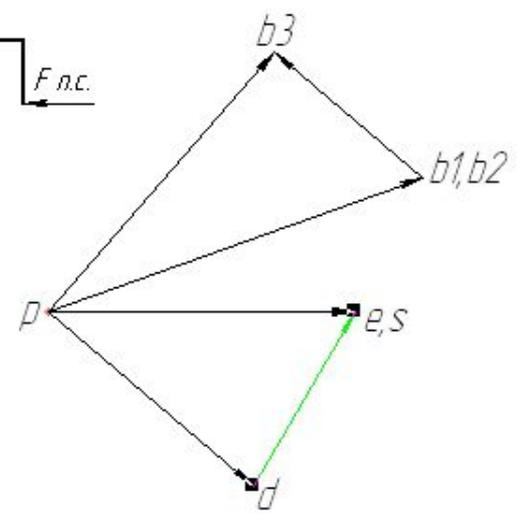


Аналогично определяем направление угловой скорости для 4 звена.

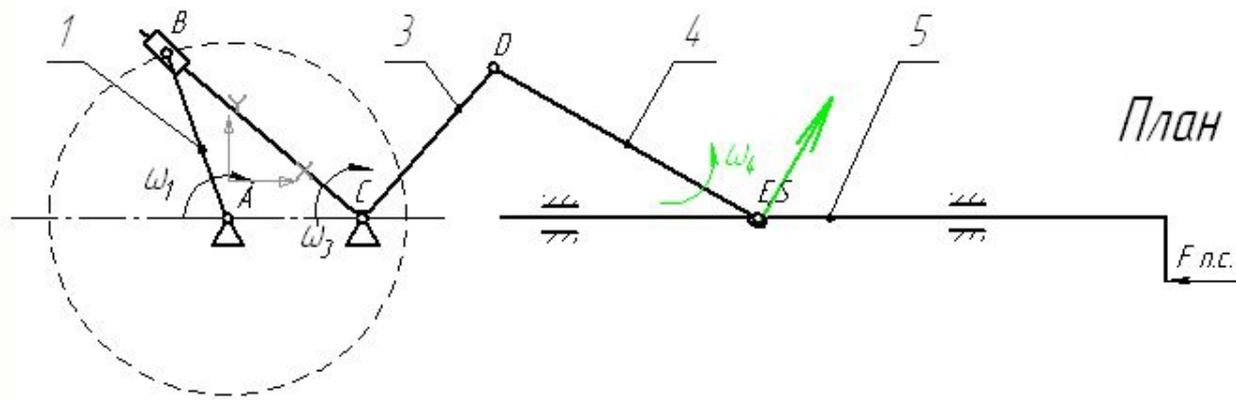
План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



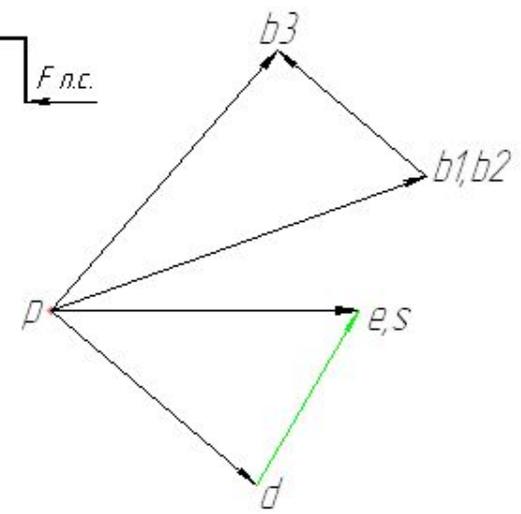
План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



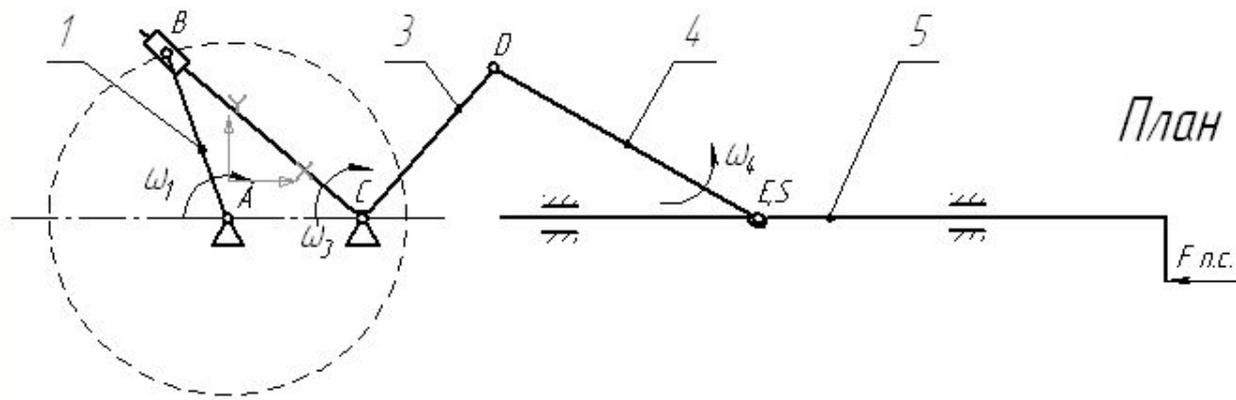
План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$



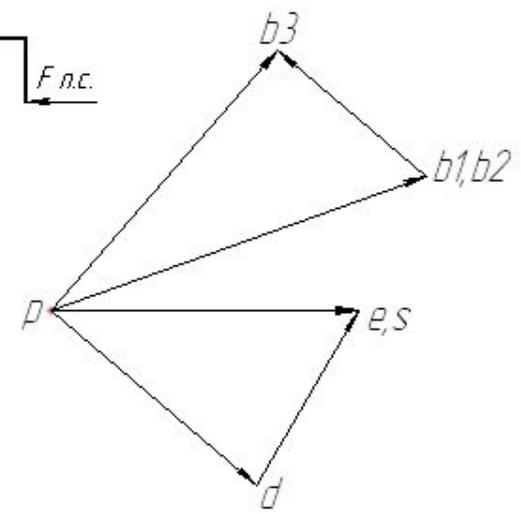
План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{мм}{мм \cdot с}$



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{mm}{ms^{-1}}$



Находим угловую скорость шатуна

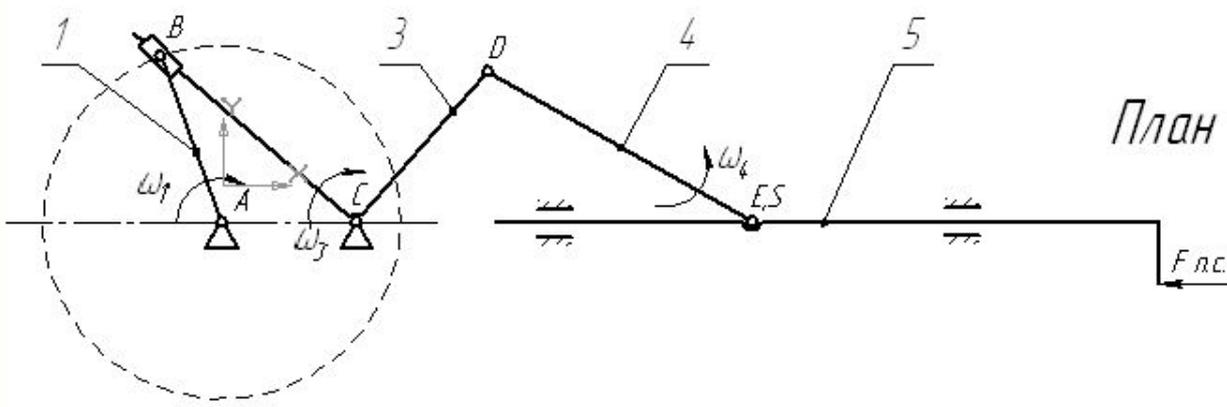
$$\omega_4 = \frac{V_{ED}}{ED},$$

где ED – длина шатуна, м.

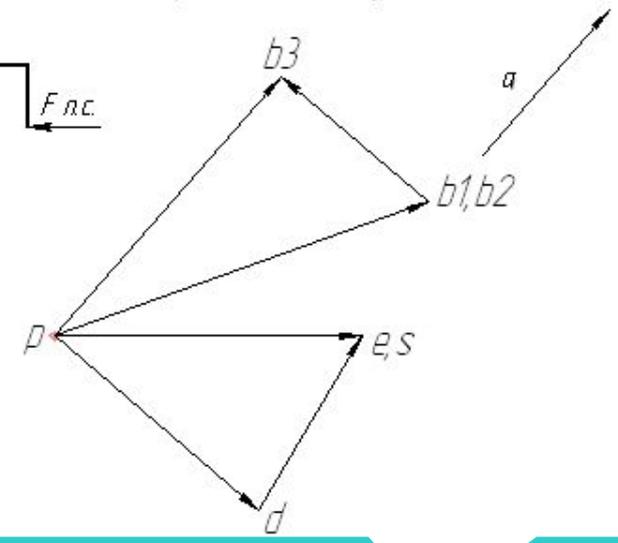
Шатун движется поступательно, поэтому

$$\omega_5 = 0.$$

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^{-1}}$



Поскольку механизм имеет кулисную пару, то после построения плана скоростей желательно схематично указать направление поворотного (Кориолисово) ускорения

2. Построение плана ускорений

(...немного теории...)

При кинематическом исследовании ставят две основные задачи:

- определение положений звеньев и траекторий заданных точек;
- определение линейных и угловых скоростей и ускорений звеньев и отдельных точек механизмов.

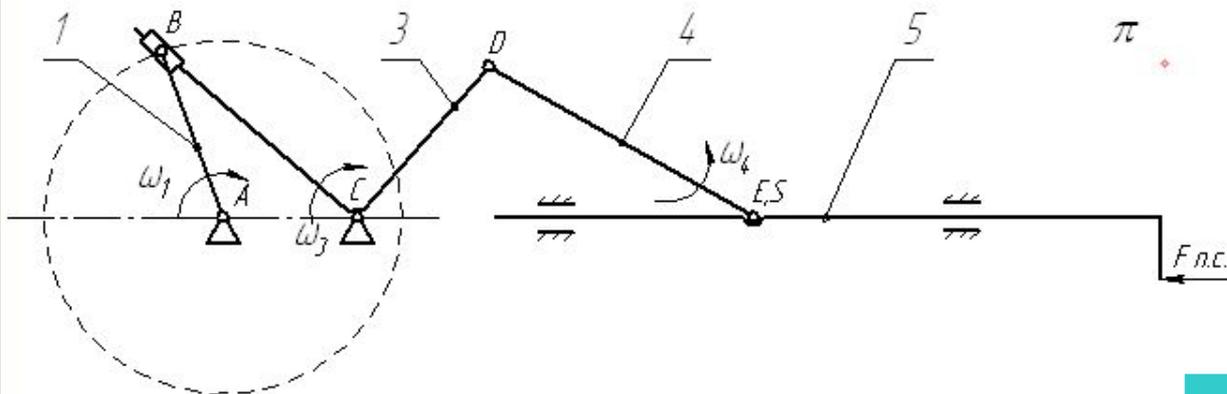
В результате кинематического анализа устанавливают соответствие кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений) заданным условиям, а также получают исходные данные для выполнения динамических расчетов. Знание кинематических параметров необходимо для расчета сил инерции и моментов сил инерции, кинетической энергии механизма и мощности.

Разделение сложных рычажных механизмов на структурные группы Ассур позволяет обобщить методы кинематического анализа и применять их к этим группам, представляющих статически определимые системы. Классификационный порядок кинематических групп указывает возможный и наиболее рациональный способ исследования данной системы.

При кинематическом анализе сложных рычажных механизмов определение положений, скоростей и ускорений начинают с ведущего звена и непосредственно к нему присоединенной группы Ассур, затем переходят ко второй группе и т. д. Порядок кинематического исследования механизма определяется результатами его структурного анализа и соответствует формуле строения механизма.

[К оглавлению](#)

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мс^2}$

Полос
(выбирается
самостоятельно)

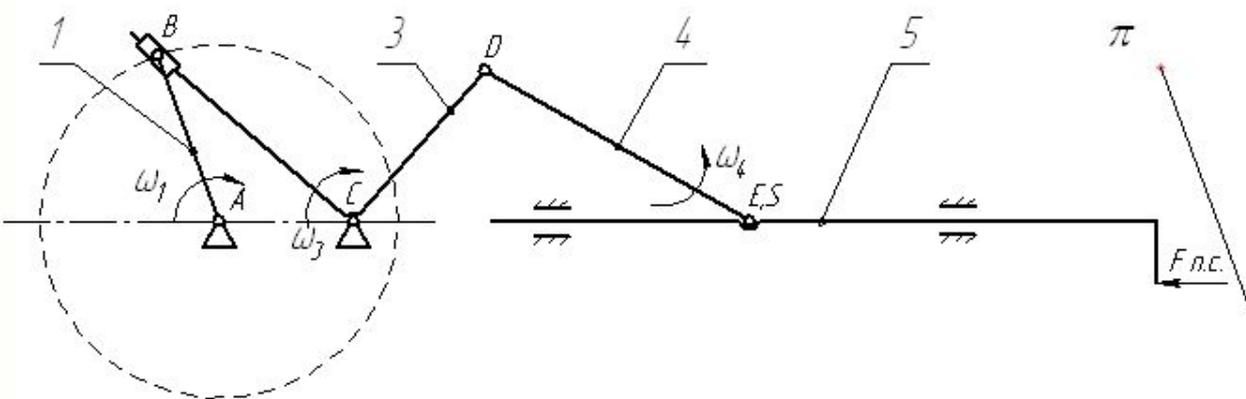
Так как частота вращения кривошипа постоянна ($n_1 = \text{const}$), то угловое ускорение звена 1 отсутствует, абсолютное ускорение точки B_1 равно нормальной составляющей

$$a_{B_1} = a_{B_1}^n = \omega_1^2 AB$$

где AB – заданная длина кривошипа, м.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^2}$



Ускорение \mathbf{a}_{B1} направлено к центру вращения А.

Из произвольной точки π (полнос плана ускорений) проводим вектор $\overline{\pi b_1}$, изображающий на плане ускорение точки B_1 . Величина масштаба плана ускорений

$$\mu_a = (\pi b_1) / a_{B1}, \text{ мм/м с}^{-2}.$$

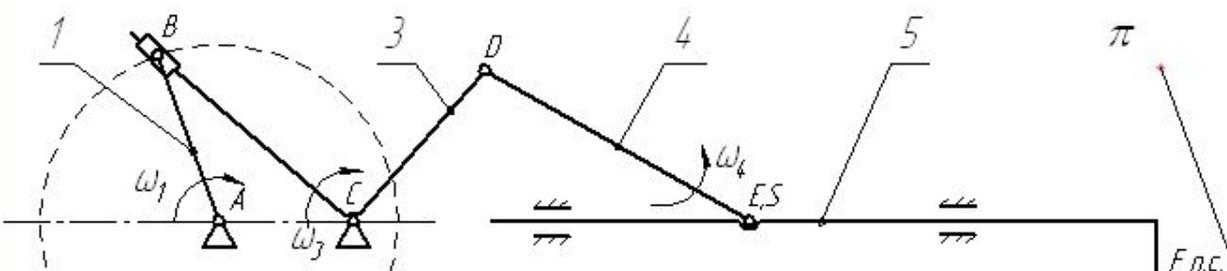
Ускорение точки B_2 равно ускорению точки B_1 , так как в этих точках звенья 1 и 2 связаны вращательной парой, то есть

$$\mathbf{a}_{B1} = \mathbf{a}_{B2}$$



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мс^2}$



Поскольку звенья 2 и 3 связаны поступательной парой, ускорение точки B_3 звена 3 находим, решая систему векторных уравнений:

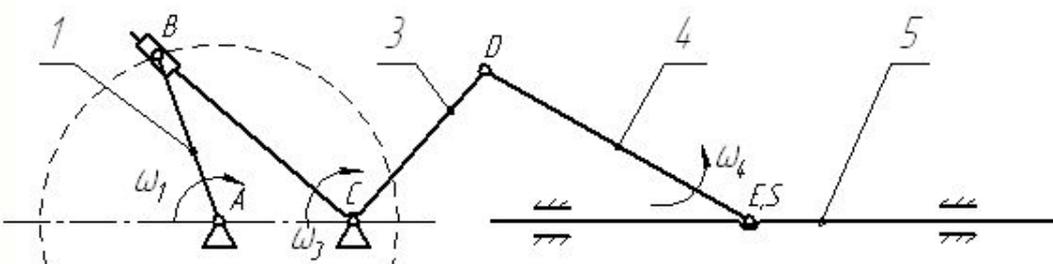
$$\begin{cases} \overline{a_{b3}} = \overline{a_{a1}} + \overline{a_k} + \overline{a_r}; \\ \overline{a_{b3}} = \overline{a_{b3}^n} + \overline{a_{b3}^\tau}; \end{cases}$$

где a_k – кориолисово ускорение, направлено перпендикулярно BC в сторону вектора относительной скорости V_{B2B3} , повернутого на 90° в направлении ω_1 : $a_k = 2V_{отн} \omega_3$

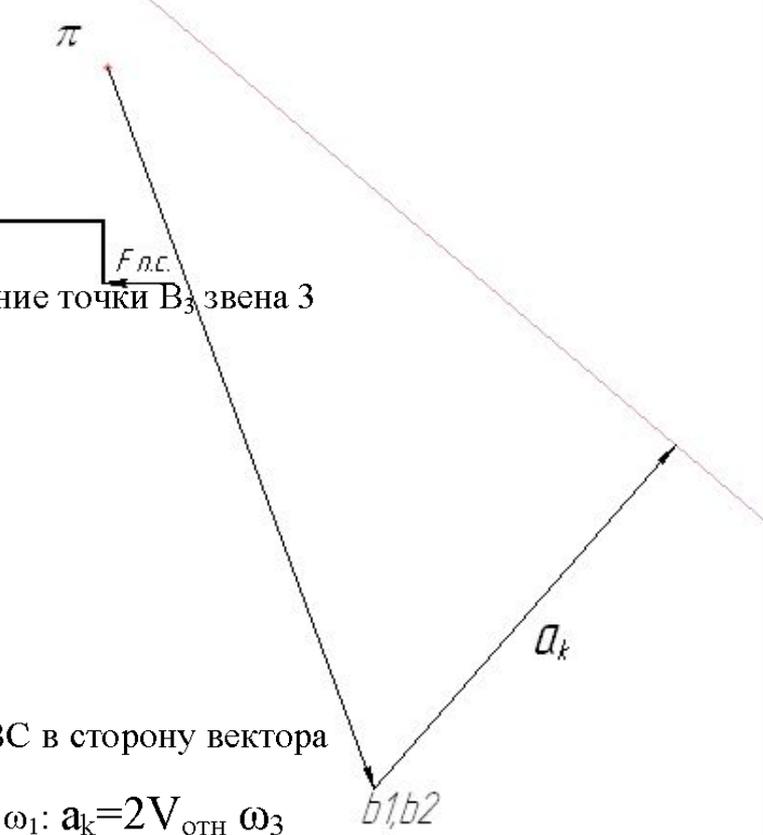
a_r – релятивная составляющая ускорения точки B_3 относительно точки C, которая параллельна BC.

$b1, b2$

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мс^2}$



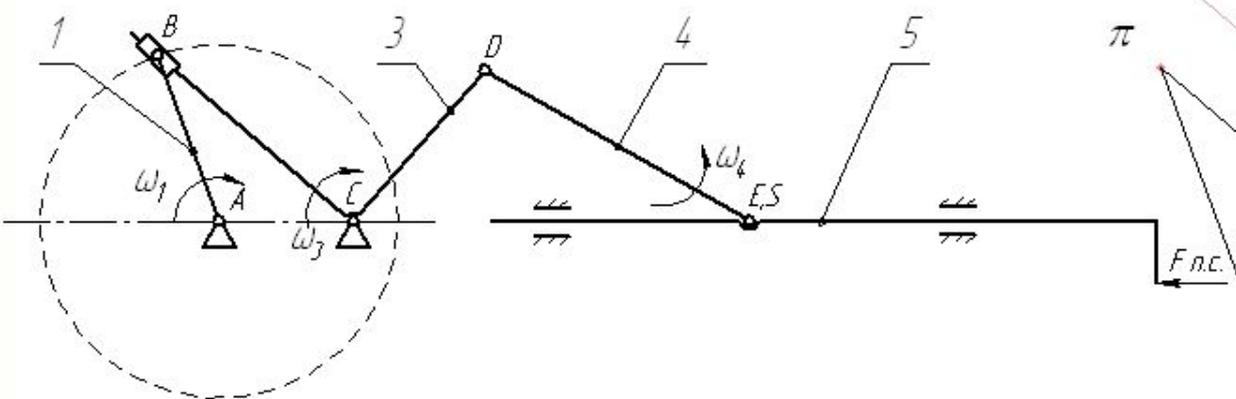
Поскольку звенья 2 и 3 связаны поступательной парой, ускорение точки B_3 звена 3 находим, решая систему векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{a_{b3}} = \overline{a_{a1}} + \overline{a_k} + \overline{a_r}; \\ \overline{a_{b3}} = \overline{a_{b3}^n} + \overline{a_{b3}^{\tau}}; \end{cases}$$

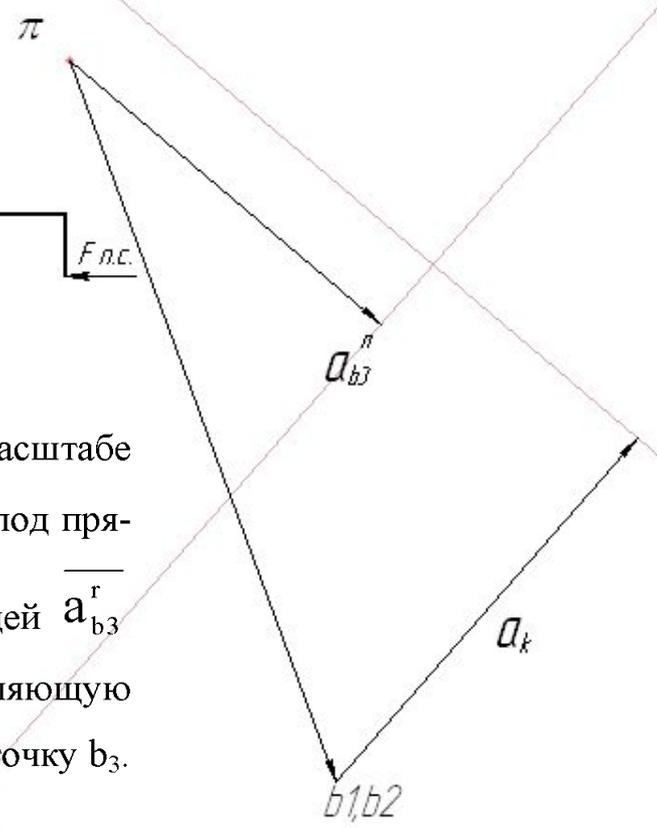
где a_k – кориолисово ускорение, направлено перпендикулярно BC в сторону вектора относительной скорости $V_{B_2B_3}$, повернутого на 90° в направлении ω_1 : $a_k = 2V_{отн} \omega_3$

a_r – релятивная составляющая ускорения точки B_3 относительно точки C, которая параллельна BC.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$

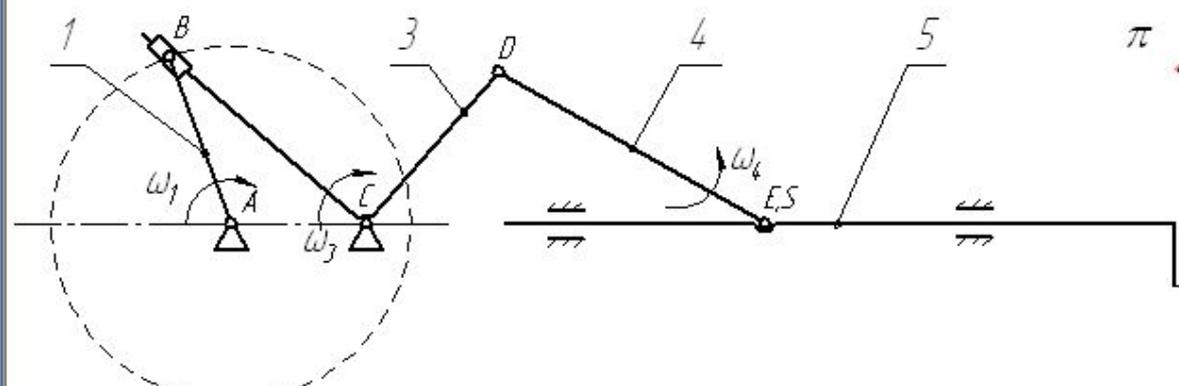


План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мм \cdot с^2}$

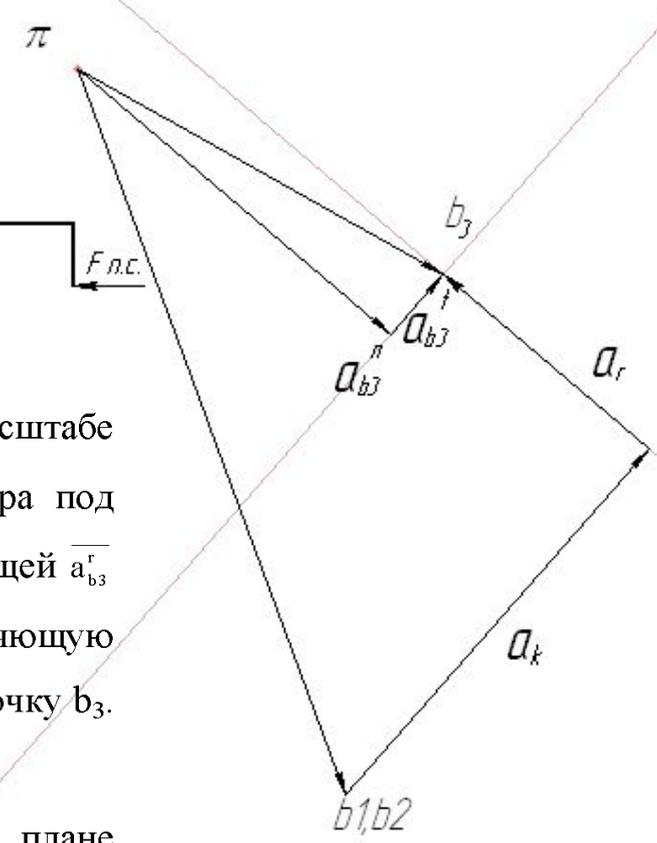


Из полюса π откладываем вектор $\overline{\pi b_3}^n$, изображающий в масштабе вектор нормальной составляющей, и через конец этого вектора под прямым углом проводим направление тангенциальной составляющей $\overline{\pi b_3}^r$ до пересечения с прямой, изображающей относительную составляющую ускорения точки B_3 . В пересечении этих двух прямых получим точку b_3 . Вектор $\overline{\pi b_3}^k$ изображает на плане абсолютную скорость точки B_3 .

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



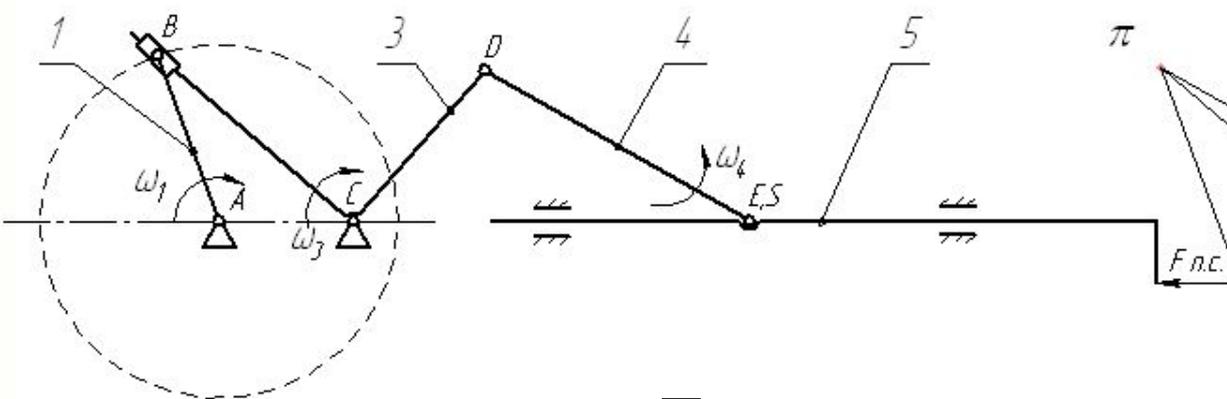
План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^2}$



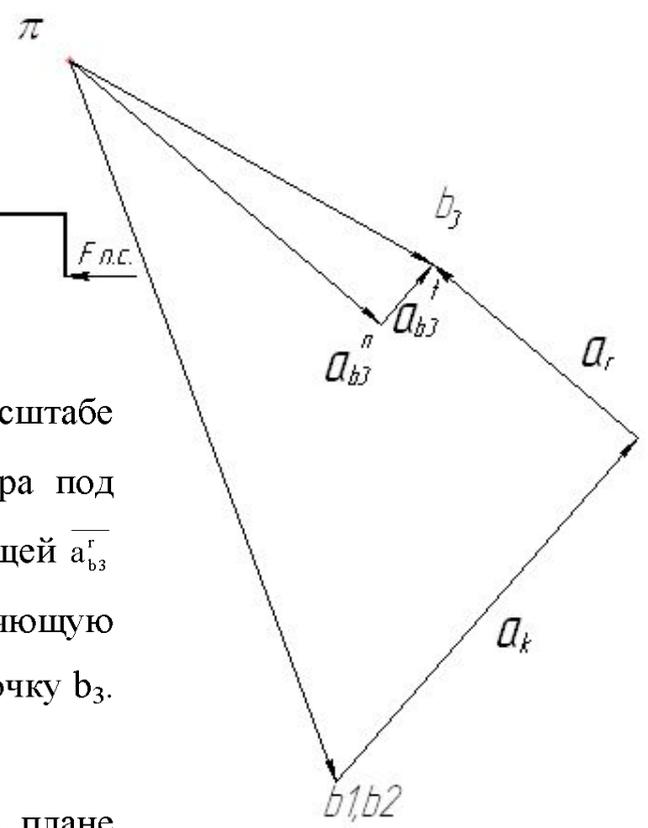
Из полюса π откладываем вектор $\overline{a_{b_3}^n}$, изображающий в масштабе вектор нормальной составляющей, и через конец этого вектора под прямым углом проводим направление тангенциальной составляющей $\overline{a_{b_3}^r}$ до пересечения с прямой, изображающей относительную составляющую ускорения точки B_3 . В пересечении этих двух прямых получим точку b_3 . Вектор $\overline{\pi b_3}$ изображает на плане абсолютную скорость точки B_3 .

Ускорения точек A и C равны нулю, так как эти точки на плане ускорений совпадают с полюсом π .

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^2}$

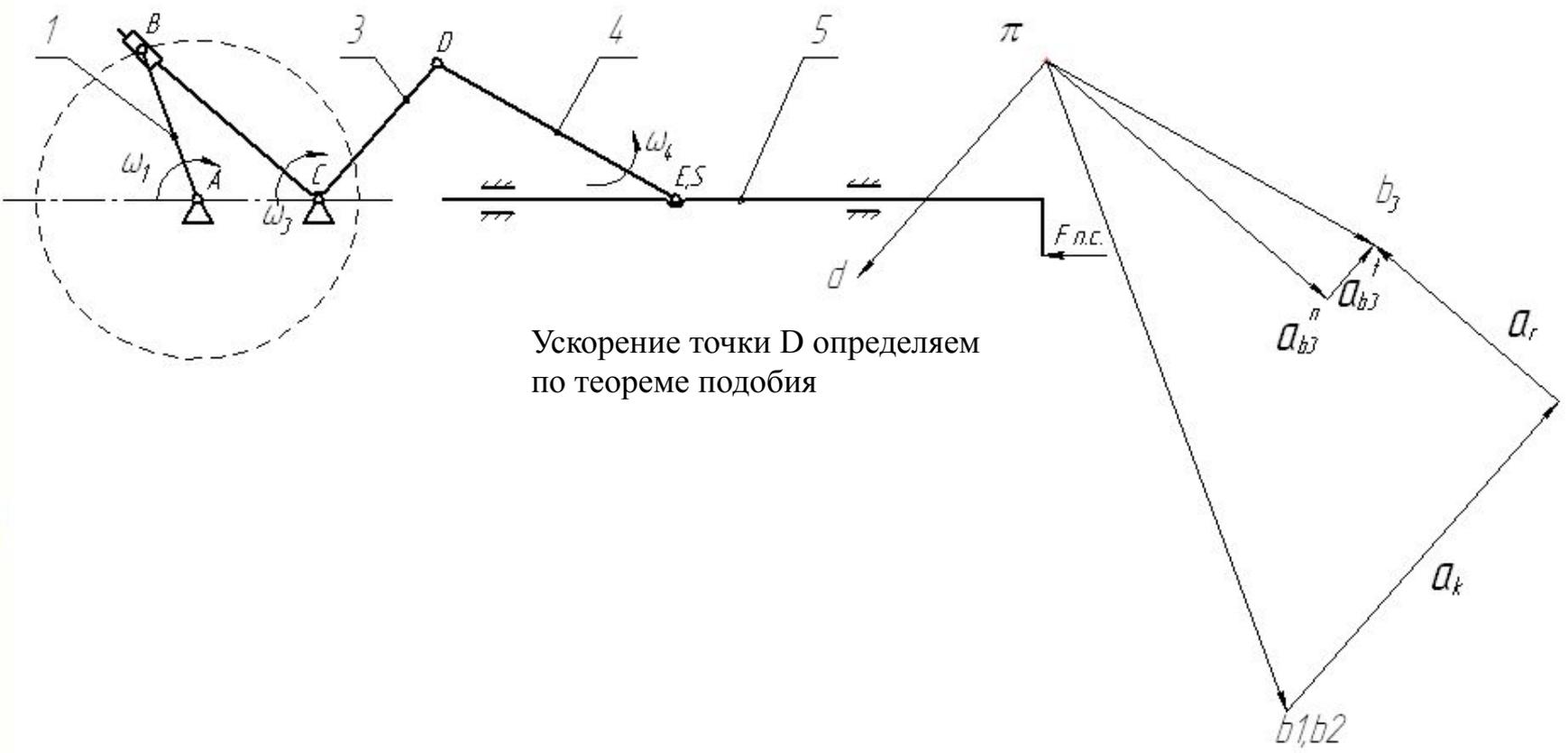


Из полюса π откладываем вектор $\overline{a_{b_3}^n}$, изображающий в масштабе вектор нормальной составляющей, и через конец этого вектора под прямым углом проводим направление тангенциальной составляющей $\overline{a_{b_3}^t}$ до пересечения с прямой, изображающей относительную составляющую ускорения точки B_3 . В пересечении этих двух прямых получим точку b_3 . Вектор $\overline{\pi b_3}$ изображает на плане абсолютную скорость точки B_3 .

Ускорения точек A и C равны нулю, так как эти точки на плане ускорений совпадают с полюсом π .

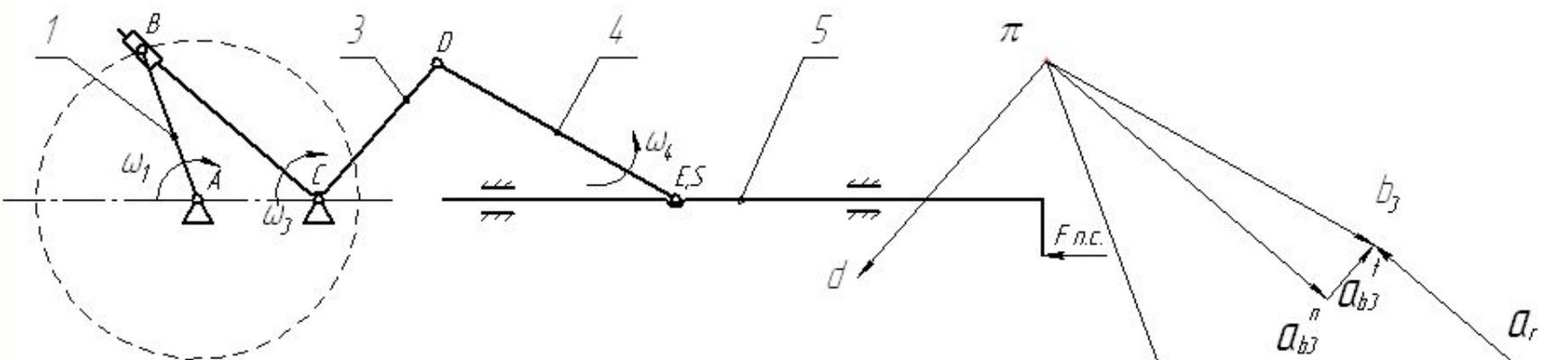
План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^2}$



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мс^2}$



Ускорение точек E и S определим, решив графически следующее уравнение

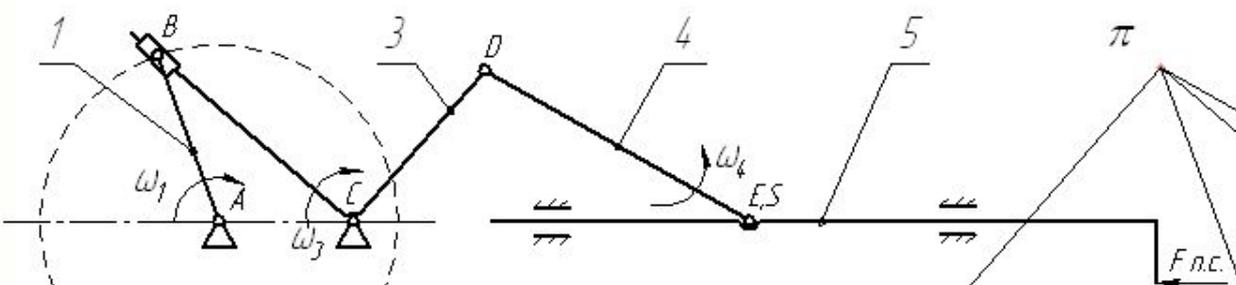
$$\underline{\underline{a_{E,S}}} = \underline{\underline{a_D}} + \underline{\underline{a_{ED}^n}} + \underline{\underline{a_{ED}^\tau}},$$

где $\underline{\underline{a_E}}$ - неизвестный по величине вектор ускорения точек E и S, направление которого параллельно ползуну.

$\underline{\underline{a_D}}$ - вектор ускорения точки D, направление которого перпендикулярно CD.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{мм}{мм}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{мм}{мс^2}$



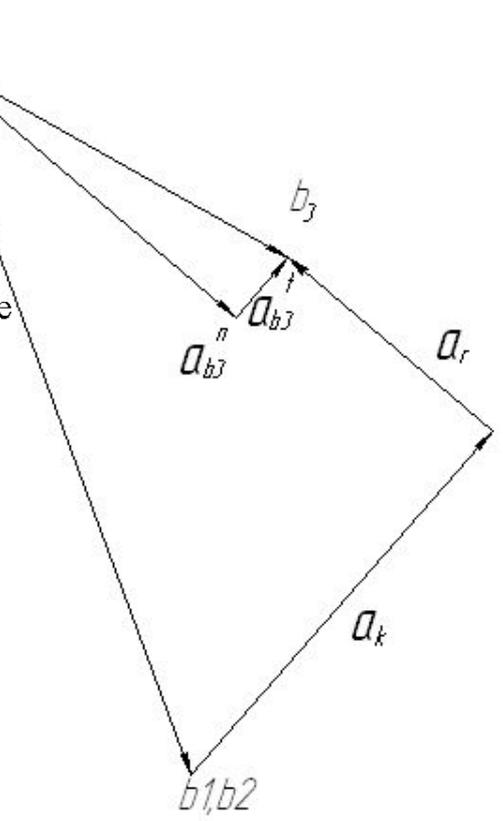
Ускорение точек E и S определим, решив графически следующее уравнение

$$\overline{a_{E,S}} = \overline{a_D} + \overline{a_{ED}^n} + \overline{a_{ED}^τ}$$

$\overline{a_{ED}^n}$ - вектор нормальной составляющей ускорения в движении точки E относительно точки D, направление которое параллельно звену DE.

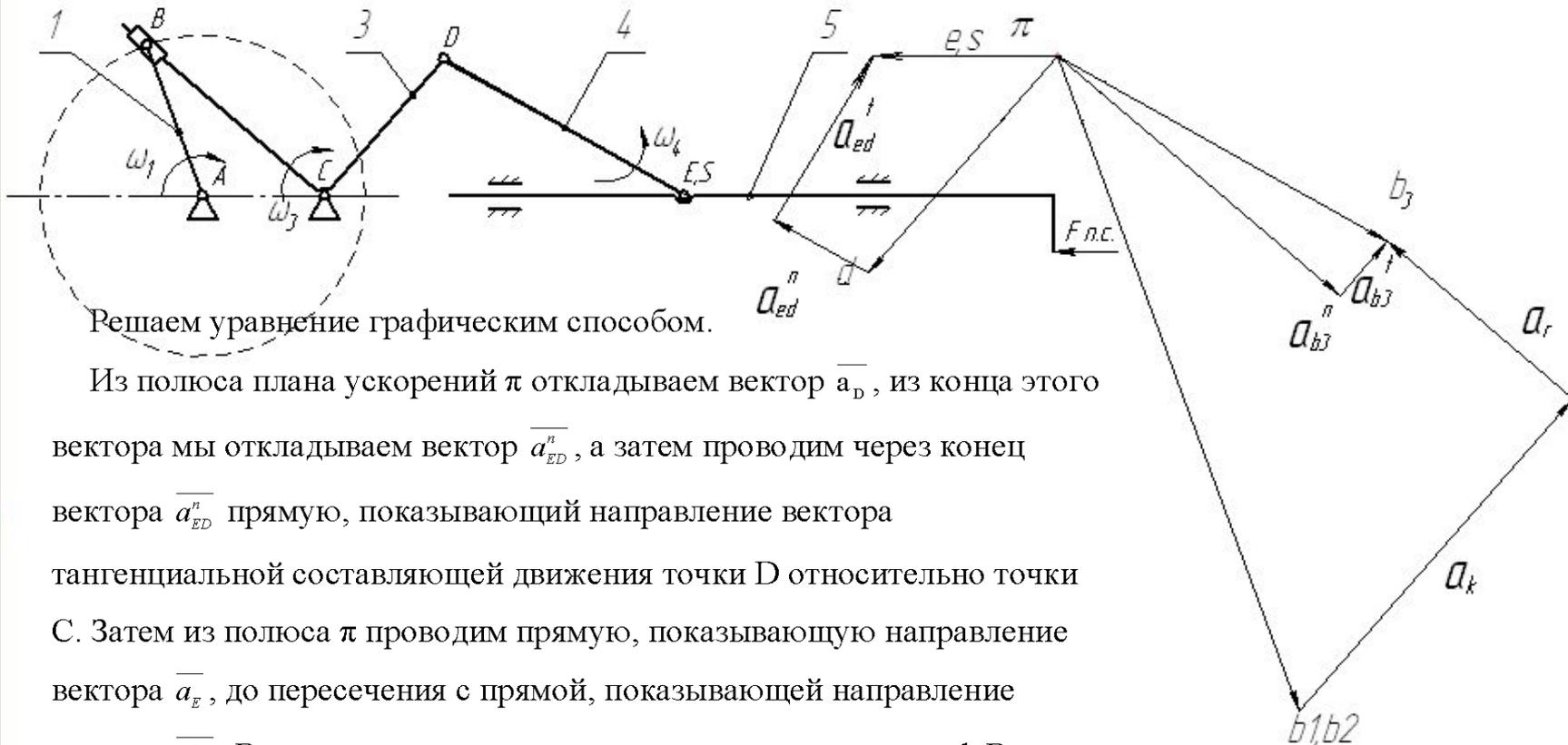
$$\overline{a_{ED}^n} = \omega_4^2 ED$$

$\overline{a_{ED}^τ}$ - вектор тангенциальной составляющей ускорения в движении точки E относительно точки D, направление которое перпендикулярно звену ED.



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$

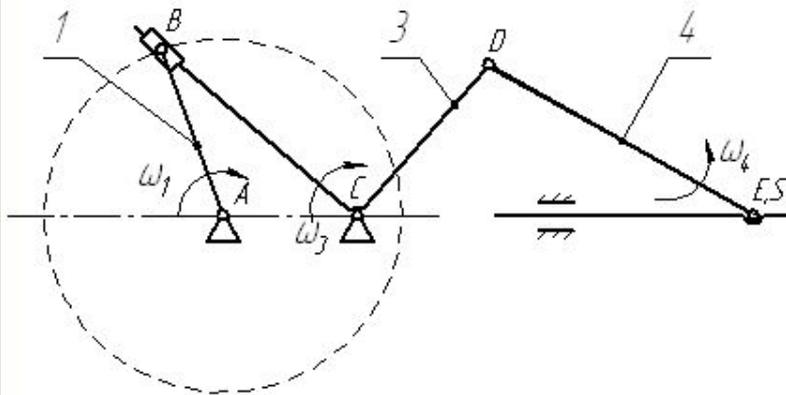
План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мм}^2}$



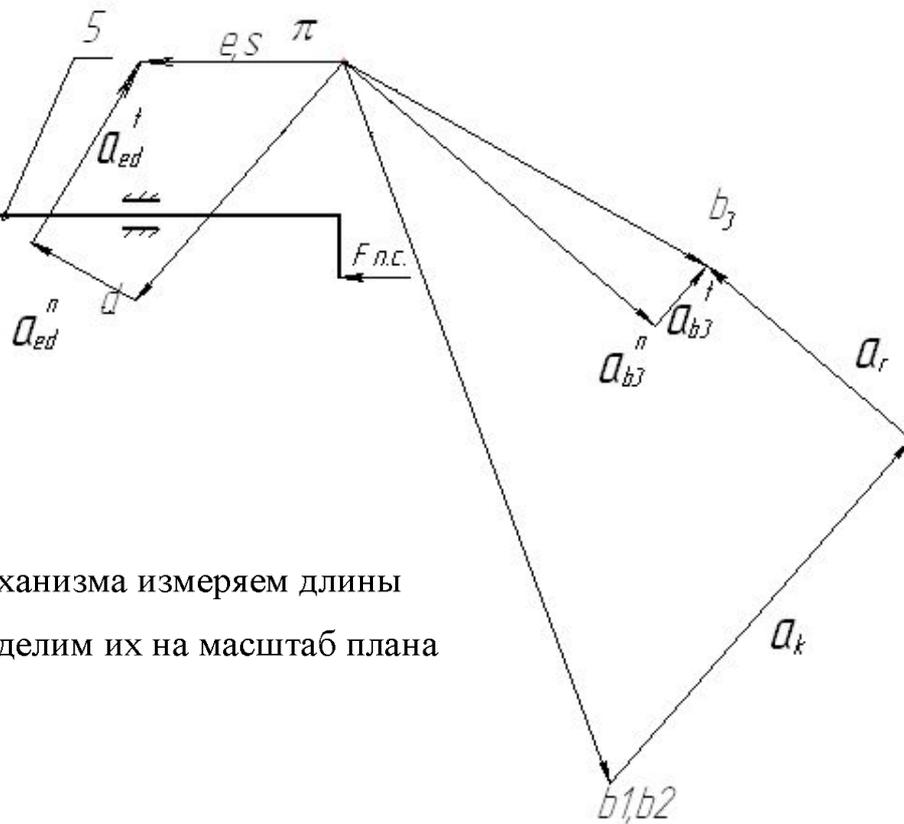
Решаем уравнение графическим способом.

Из полюса плана ускорений π откладываем вектор $\overline{a_D}$, из конца этого вектора мы откладываем вектор $\overline{a_{ED}^n}$, а затем проводим через конец вектора $\overline{a_{ED}^n}$ прямую, показывающий направление вектора тангенциальной составляющей движения точки D относительно точки C. Затем из полюса π проводим прямую, показывающую направление вектора $\overline{a_E}$, до пересечения с прямой, показывающей направление вектора $\overline{a_{ED}^t}$. В пересечении этих двух прямых получим точку d. Вектор $\overline{\pi d}$, показывает на плане ускорений абсолютное ускорение точки D.

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



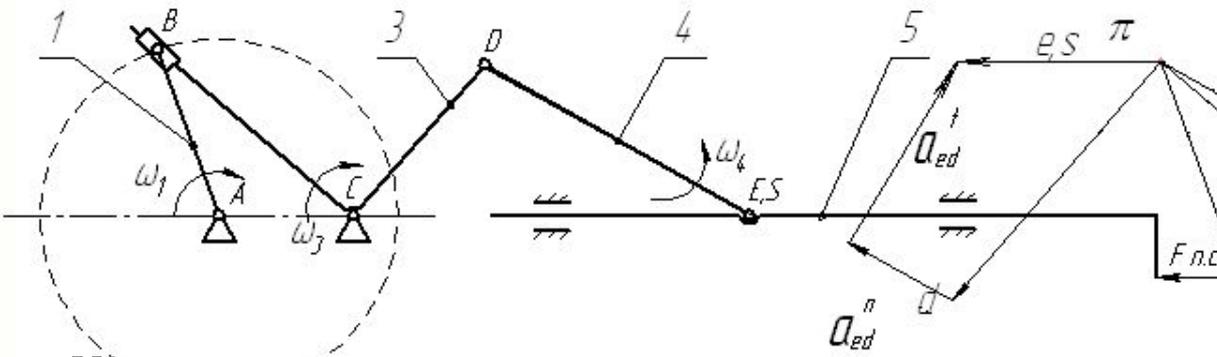
План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{мм}^2}$



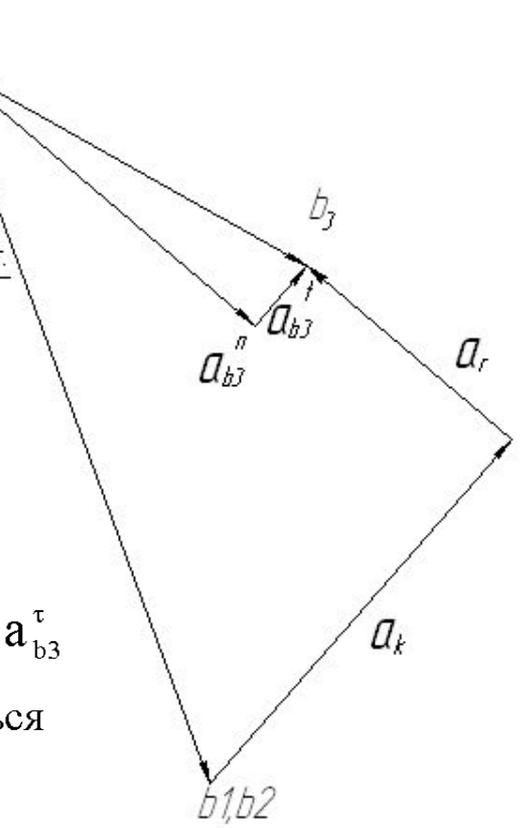
Для определения значений ускорений точек механизма измеряем длины соответствующих векторов на плане ускорений и делим их на масштаб плана ускорений:

$$a_E = \pi e / \mu_a$$

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{mm}{ms^2}$



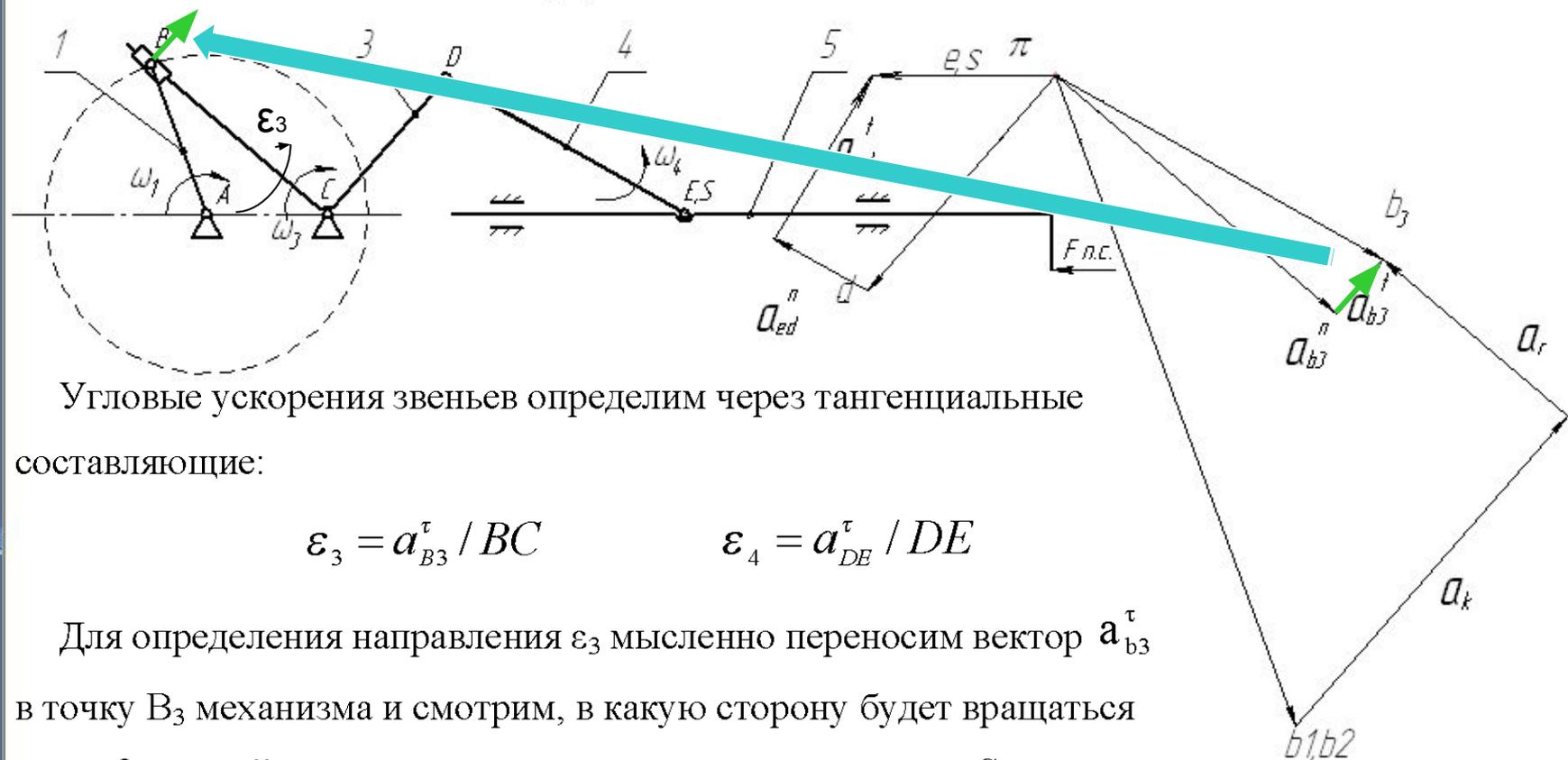
Угловые ускорения звеньев определим через тангенциальные составляющие:

$$\varepsilon_3 = a_{B_3}^t / BC \qquad \varepsilon_4 = a_{DE}^t / DE$$

Для определения направления ε_3 мысленно переносим вектор $a_{b_3}^t$ в точку B_3 механизма и смотрим, в какую сторону будет вращаться звено 3 под действием этого вектора относительно точки С.
Аналогично находим направление ε_4 .

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{mm}{ms^2}$



Угловые ускорения звеньев определим через тангенциальные составляющие:

$$\varepsilon_3 = a_{B_3}^t / BC$$

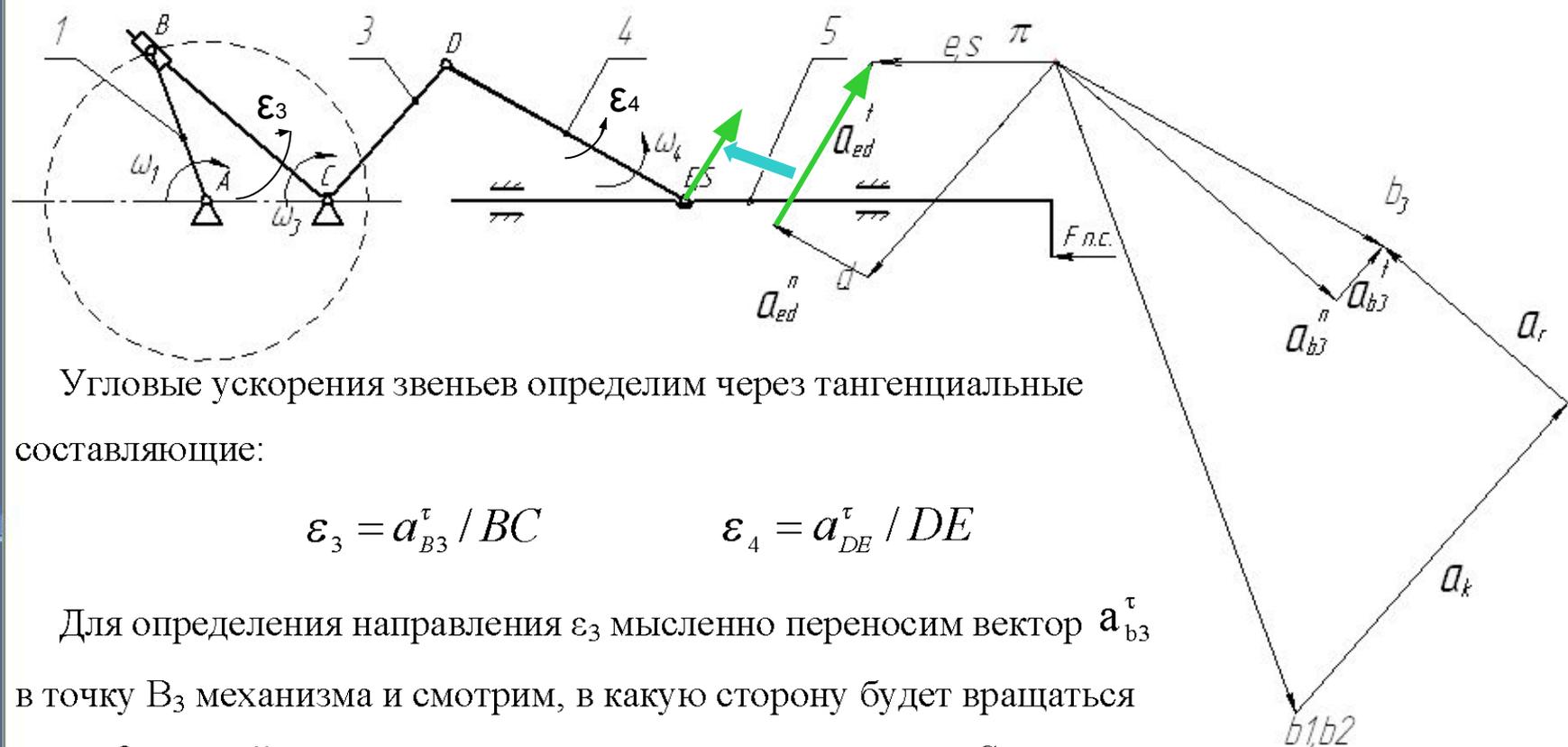
$$\varepsilon_4 = a_{DE}^t / DE$$

Для определения направления ε_3 мысленно переносим вектор $a_{b_3}^t$ в точку B₃ механизма и смотрим, в какую сторону будет вращаться звено 3 под действием этого вектора относительно точки C.

Аналогично находим направление ε_4 .

План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$

План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{mm}{ms^2}$



Угловые ускорения звеньев определим через тангенциальные составляющие:

$$\epsilon_3 = a_{B_3}^{\tau} / BC$$

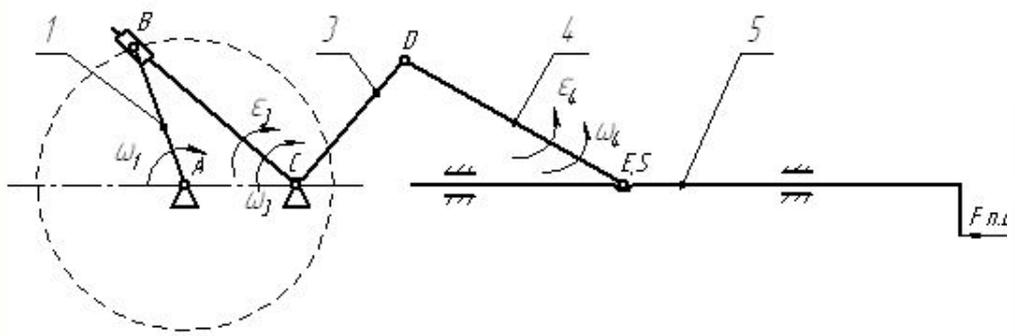
$$\epsilon_4 = a_{DE}^{\tau} / DE$$

Для определения направления ϵ_3 мысленно переносим вектор $a_{b_3}^{\tau}$ в точку B_3 механизма и смотрим, в какую сторону будет вращаться звено 3 под действием этого вектора относительно точки C.

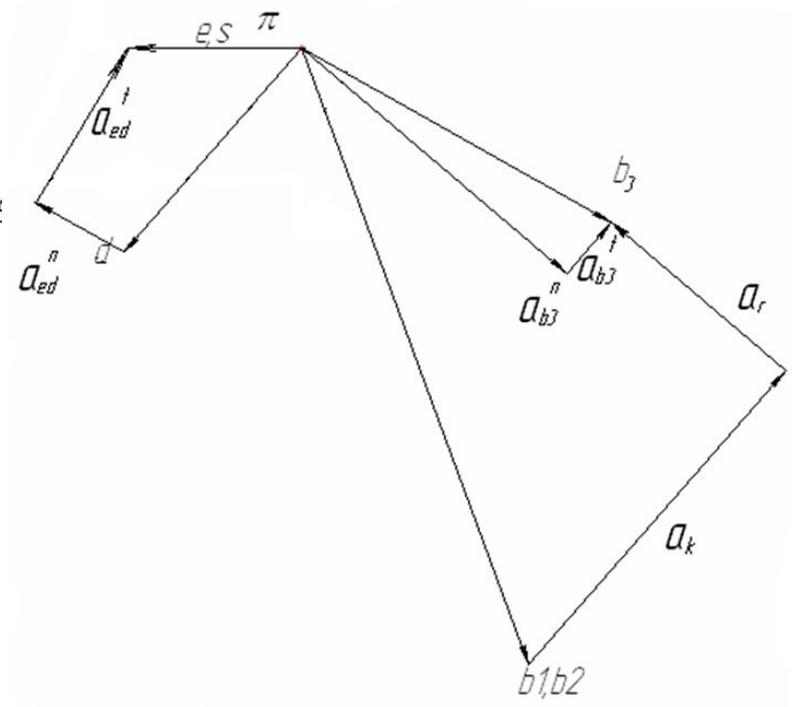
Аналогично находим направление ϵ_4 .



План механизма $\mu_1 = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{mm}{mm^2}$



3. Определение равнодействующих сил инерции

Звено 1. Величину главного вектора сил инерции Φ_1 определяем по формуле

$$\Phi_1 = m_1 a_{s1}, \text{ Н}$$

где m_1 – масса звена 1; a_{s1} – ускорение центра масс звена 1.

Так как в данном механизме масса звена 1 равна 0, то

$$\Phi_1 = 0.$$

Величину главного момента сил инерции T_1 определим по формуле

$$T_1 = I_{s1} \varepsilon_1$$

где I_{s1} – момент инерции звена 1 относительно оси, проходящей через центр масс звена 1 перпендикулярно к плоскости движения; ε_1 – угловое ускорение звена 1.

Так как $\varepsilon_1 = 0$, то $T_1 = 0$.

Звено 2-4. Величина главного вектора сил инерции и главного момента сил инерции будут так же равны

$$\Phi_{2,3,4} = 0,$$

$$T_{2,3,4} = 0.$$

Звено 5. Величина главного вектора сил инерции находится по формуле

$$\Phi_5 = -m_5 a_s$$

Главный вектор сил инерции Φ_5 приложен в центре масс S и направлен в сторону, противоположную вектору ускорения a_s (вектор \overline{pe} на плане ускорений).

Так как звено 5 движется поступательно, $\varepsilon_s = 0$ и равнодействующая сил инерции совпадает с их главным вектором:

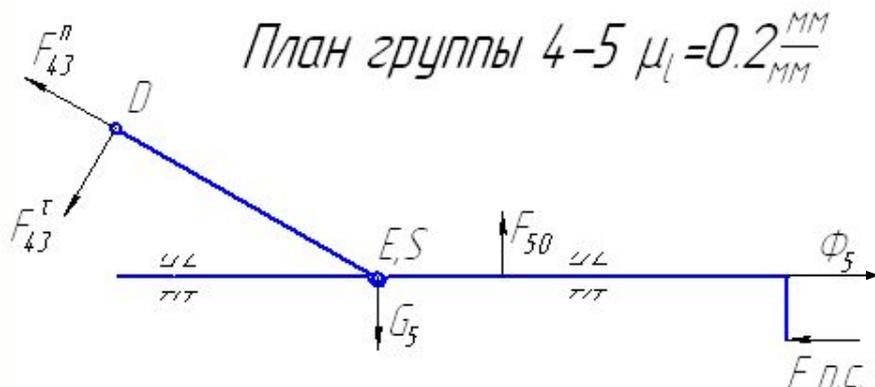
$$T_5 = 0.$$

- **К оглавлению**

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Во время движения механизма в его кинематических парах действуют силы, являющиеся силами взаимодействия между звеньями. Эти силы относятся к категории внутренних по отношению к механизму в целом. Нагруженность кинематических пар силами взаимодействия является важной динамической характеристикой механизма. Знание сил в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчетов подшипников на долговечность и для проведения других подобных расчетов, выполняемых при проектировании механизма.

Определение внутренних сил, а также — в целом ряде задач — сил и пар сил, приложенных к механизму извне, составляет содержание его силового расчета.

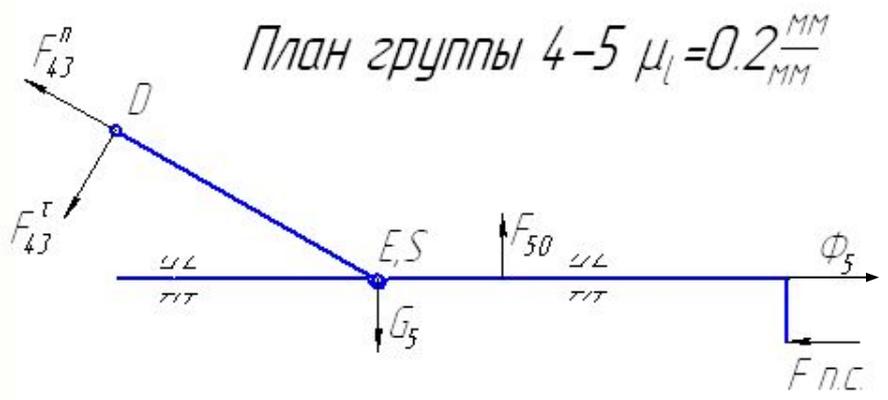


Отделяем нулевую группу 4-5 от механизма и нагружаем её силами. Группа 4-5 является двухповодковой. Вычерчиваем в выбранном ранее масштабе μ_1 план группы 4-5.

В соответствующие точки прикладываем все внешние силы, включая и равнодействующие сил инерции звеньев. Силы нужно изобразить без соблюдения масштаба.

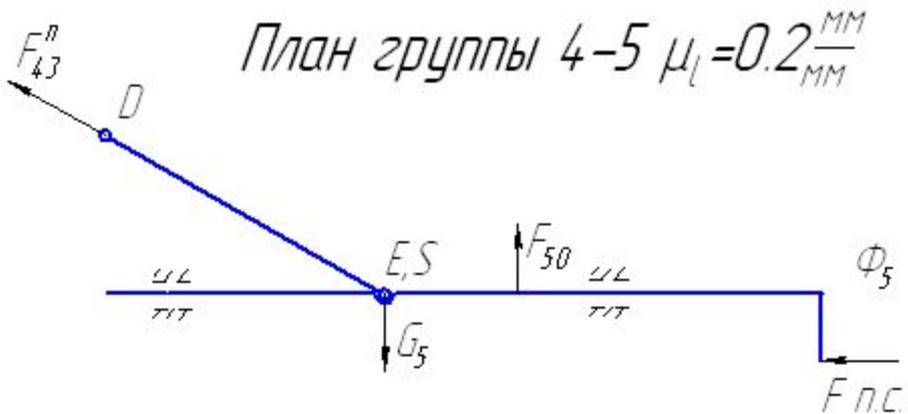
Отброшенные связи заменяем реакциями. Так как нам неизвестны ни величина, ни направление реакции F_{43} , приложенной к центру шарнира D, то удобно разложить ее на нормальную F_{43}^n (линия действия совпадает с осью соответствующего звена) и тангенциальную F_{43}^t (линия действия перпендикулярна оси соответствующего звена). Направления выбираем произвольно. Если при вычислении получаем знак « - », то направление силы меняем на противоположное и она считается положительной.

[К оглавлению](#)



Определение реакций в кинематических парах выполним, используя уравнения равновесия. Рассмотрим отдельно 4 звено:

$$\sum M_E(4) = 0: F_{43}^r \cdot DE = 0 \Rightarrow F_{43}^r = 0$$



Составим векторное уравнение равновесия группы 4-5:

$$\Sigma \bar{F}(4-5) = 0$$

$$\underline{\underline{F_{50}}} + \underline{\underline{F_{n.c.}}} + \underline{\underline{G_5}} + \underline{\underline{\Phi_5}} + \underline{\underline{F_{43}^n}} = 0$$

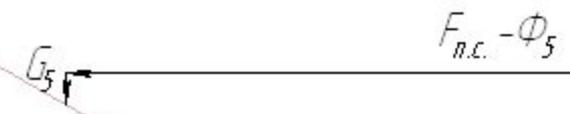
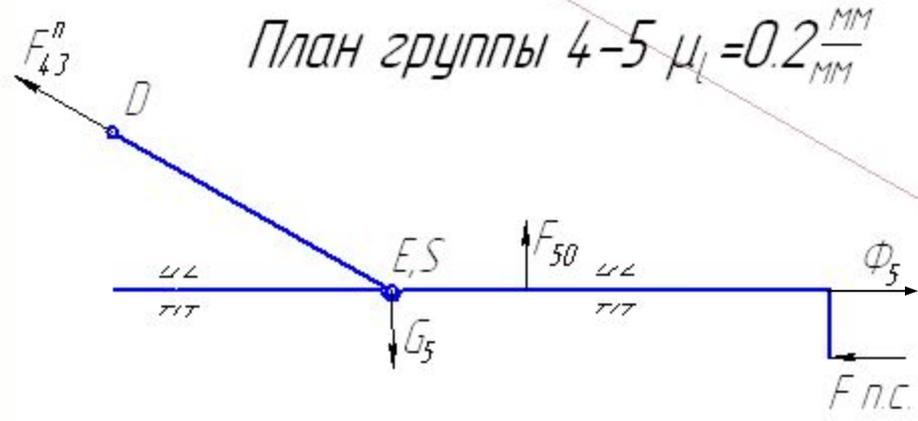
В этом векторном уравнении неизвестны две силы F_{50} и F_{43}^n , которые можно определить графически с помощью плана сил.

Для выбора масштаба плана сил μ_f используем самую большую по величине силу.

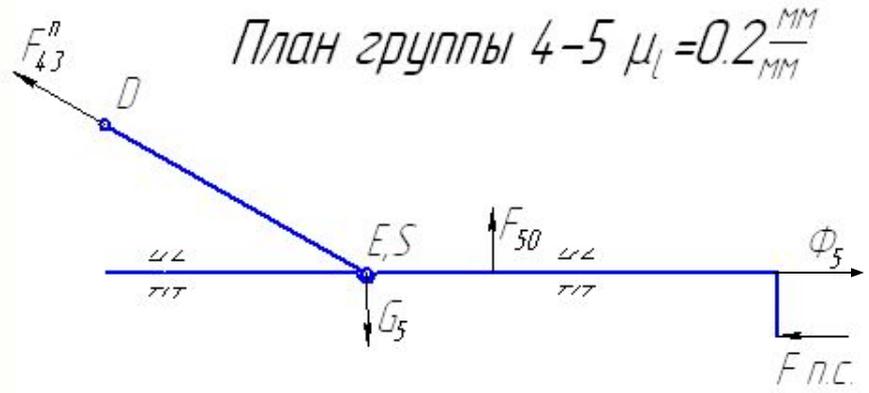
План сил строится в той же последовательности, в какой записано векторное уравнение равновесия.

План группы 4-5 $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$

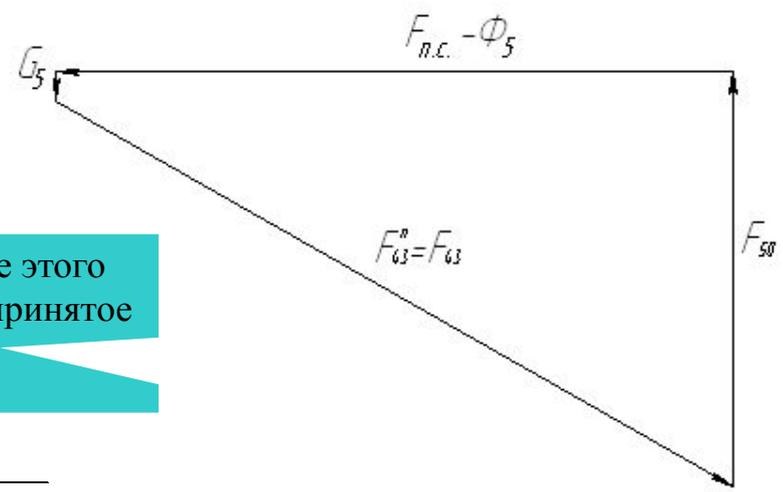
Силовой расчет группы 4-5 $\mu_F = 0.25 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



$$\overline{F_{50}} + \overline{F_{n.c.}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_5} + \overline{F_{43}^n} = 0$$



Силовой расчет группы 4-5 $\mu_F = 0.25 \frac{MM}{H}$

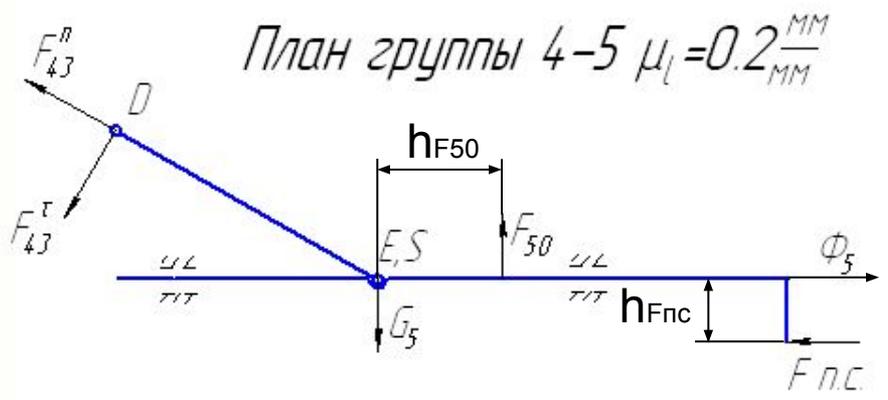


Обратите внимание на направление этого вектора полученное на плане сил и принятое ранее

$$\overline{F_{50}} + \overline{F_{n.c.}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_5} + \overline{F_{43}^n} = 0$$

Для определения численных значений реакций в кинематических парах необходимо измерить на плане сил соответствующий вектор и поделить его на масштаб плана сил.

$$F_{34} = \dots ; F_{50} = \dots$$



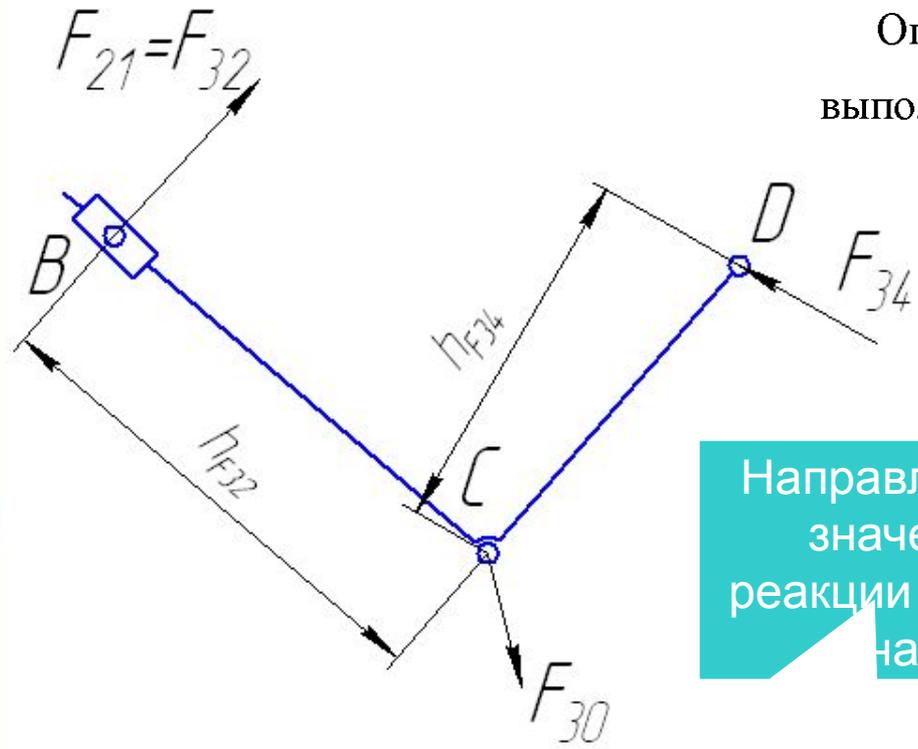
Составив уравнение моментов для 5-го звена, можно определить плечо силы F_{50} относительно точки E (если потребуется действительная длина плеча, по его следует разделить на μ_l)

$$F_{50} \cdot h_{F50} - F_{НС} \cdot h_{Fnc} = 0 \Rightarrow h_{F50} = \frac{F_{НС} \cdot h_{Fnc}}{F_{50}}$$

Где h_{Fnc} – длина отрезка, измеренная по чертежу

План группы 2-3 $\mu_l = 0.2 \frac{MM}{MM}$

Определение реакций в кинематических парах выполним, используя уравнения равновесия.



$$\Sigma M_C = 0$$

$$- F_{32} \cdot h_{F32} + F_{34} \cdot h_{F34} = 0;$$

$$h_{F32} = BC$$

Направление и значение реакции пока не знаем

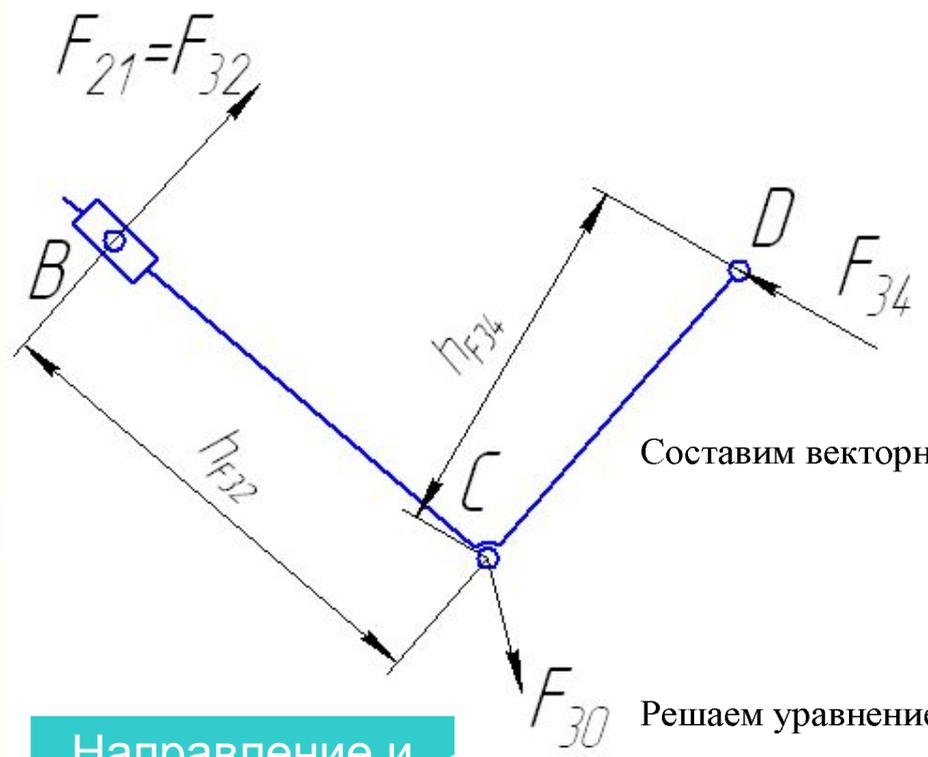
$$F_{32} = \frac{F_{34} \cdot h_{F34}}{BC}$$

[К оглавлению](#)

План группы

$$\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Силовой расчет группы 2-3 $\mu_F = 0.25 \frac{\text{мм}}{\text{H}}$



Составим векторное уравнение равновесия группы 2-3:

$$\Sigma \bar{F}(2-3) = 0$$

$$\bar{F}_{30} + \bar{F}_{31} + \bar{F}_{34} = 0$$

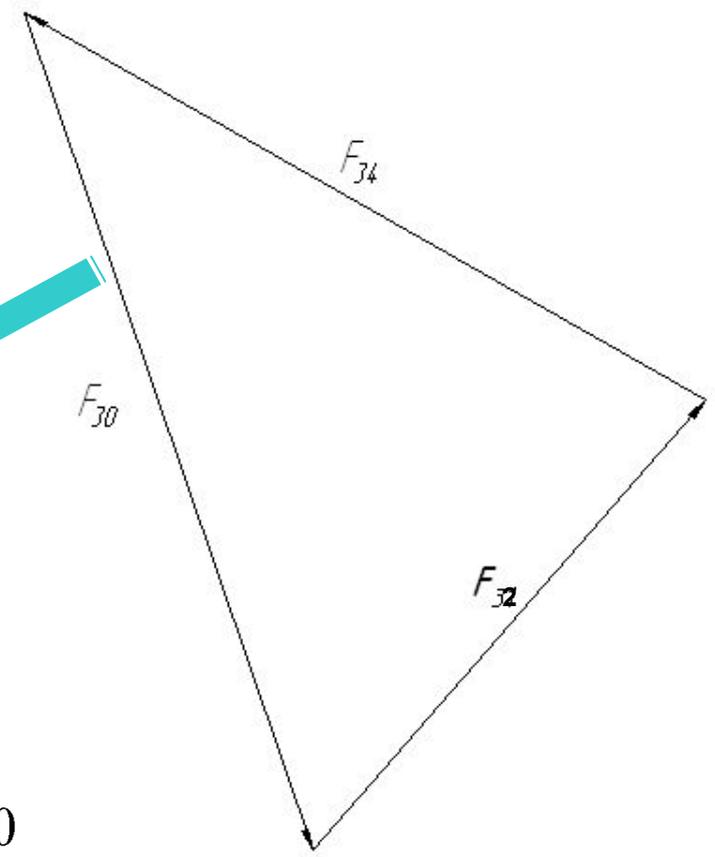
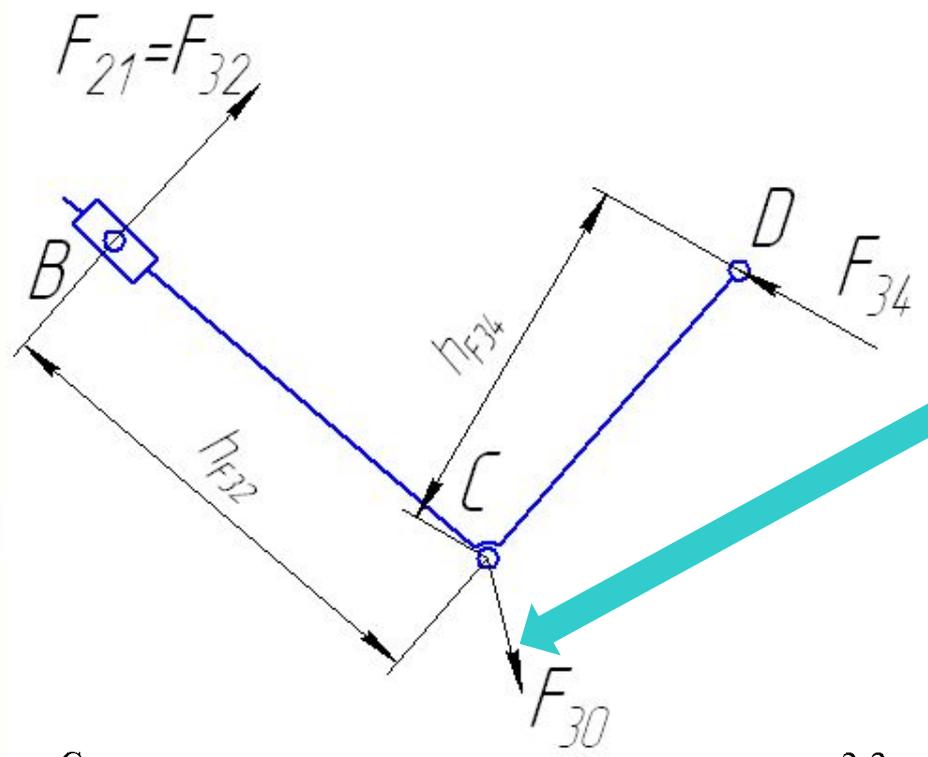
Решаем уравнение графически

Направление и значение реакции пока не знаем

План группы

$$\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Силовой расчет группы 2-3 $\mu_F = 0.25 \frac{\text{мм}}{\text{H}}$

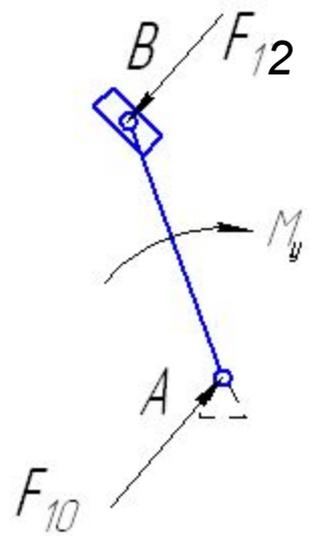


Составим векторное уравнение равновесия группы 2-3:

$$\sum \bar{F}(2-3) = 0: \quad \bar{F}_{30} + \bar{F}_{32} + \bar{F}_{34} = 0$$

Решаем уравнение графически... и определяем неизвестную реакцию $F_{30} = \dots$

План ведущего звена $\mu_1 = 0.2 \frac{MM}{MM}$

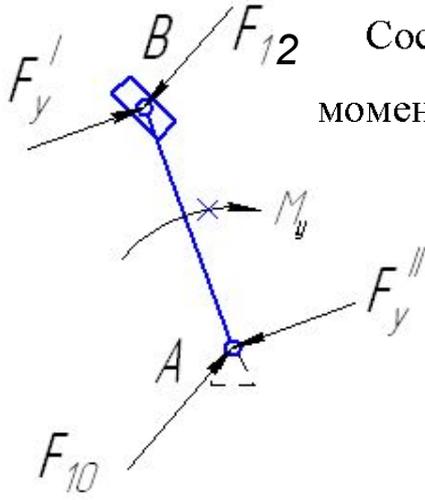


Силовой расчет ведущего звена

На входное звено действует сила $F_{12} = -F_{21}$, сила тяжести (если масса не задана, то ею пренебрегают), неизвестная реакция со стороны стойки и неизвестный уравновешивающий момент M_y со стороны привода.

Вычерчиваем план ведущего звена в принятом ранее масштабе μ_1 и прикладываем к нему силу реакции F_{12} , с которой отброшенное звено 2 действует на звено 1.

План ведущего звена $\mu_1 = 0.2 \frac{MM}{MM}$



Составив уравнение моментов, находим уравновешивающий момент M_y который заменяем эквивалентной парой сил F_y' и F_y'' :

$$\begin{aligned} \Sigma M_A(1) &= 0 \\ -M_y + F_{12} h_{F_{12}} &= 0 \\ M_y &= F_{12} h_{F_{12}} \\ F_y' &= M_y / AB \end{aligned}$$

Здесь уже можно проверить себя: направление M_y должно совпадать с направлением угловой скорости 1-го звена !!

А из уравнения $\Sigma \vec{F}(1) = 0$ получаем $F_{10} = -F_{12}$

РЫЧАГ Н.Е. ЖУКОВСКОГО (ТЕОРИЯ)

Метод Н.Е. Жуковского основан на принципе возможных перемещений, позволяющем изучать равновесие системы с идеальными связями, не вводя в уравнение неизвестные реакции связей. Применяя этот метод можно проверить правильность силового расчета сравнением двух величин уравновешивающих сил, одна из которых определяется на основе принципа возможных перемещений, а другая из силового расчета. Идеальными связями называют связи, сумма элементарных работ реакций которых на любых возможных перемещениях точек системы равна нулю. К числу идеальных связей относятся все стационарные геометрические связи без трения.

Принцип возможных перемещений утверждает, что для равновесия системы с идеальными и голономными связями необходимо и достаточно равенство нулю возможной (виртуальной) работы всех её активных сил на возможных (виртуальных) перемещениях.

Его математическая формулировка имеет вид:

$$\partial A(\vec{F}_y) + \sum_{k=1}^{k=n} \partial A(\vec{F}_k) = 0,$$

Где $\partial A(\vec{F}_y)$ - возможная работа уравновешивающей силы;

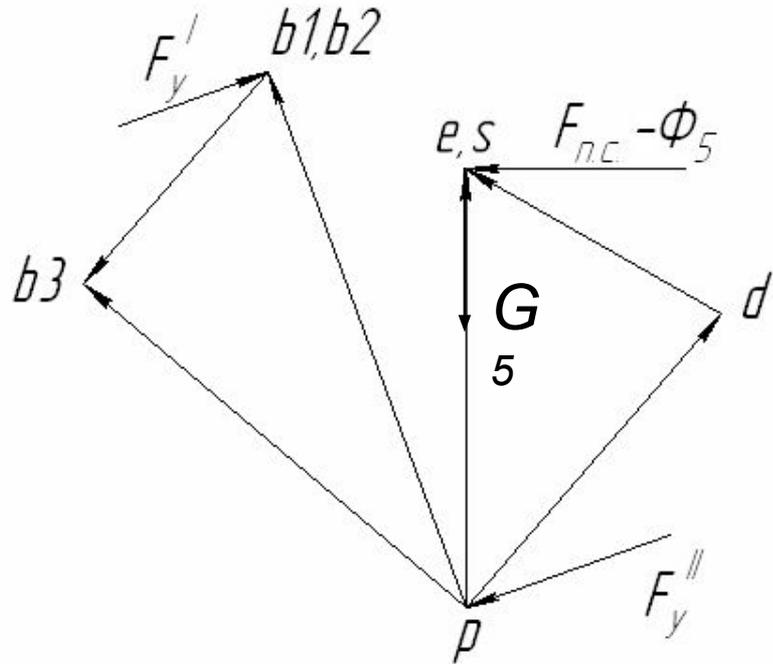
$\sum_{k=1}^{k=n} \partial A(\vec{F}_k)$ - сумма возможных работ, приложенных к механической системе (механизму).

Из термеха известно: $\partial A = \vec{F}_k \cdot \partial \vec{S} \gg \gg \frac{\partial A}{\partial t} = \vec{F}_k \frac{\partial \vec{S}}{\partial t} \gg \gg P = \vec{F} \cdot \vec{v} = F \cdot v \cdot \cos(F, v)$

Порядок расчета уравновешивающей силы методом рычага Жуковского:

1. Построить повернутый на 90^0 план скоростей механизма.
2. Найти на этом плане по правилу подобия точки приложения внешних сил.
3. В одноименные точки повернутого плана перенести силы параллельно самим себе со схемы механизма, включая и уравновешивающую силу.
4. Составить уравнение равновесия моментов сил относительно точки p . Определить численное значение M_y .

Рычаг Н.Е. Жуковского



Переворачиваем план скоростей механизма на угол 90° и в соответствующие точки повернутого плана скоростей переносим параллельно самим себе все внешние силы, действующие на механизм, включая равнодействующие сил инерции звеньев и пару сил F'_y и F''_y , которые заменяют уравнивающий момент M_y . Силы реакции являются внутренними, они уравновешены внутри механизма, поэтому на «рычаг» не переносятся.

По теореме Н.Е. Жуковского сумма моментов всех сил относительно полюса p , повернутого на 90° плана скоростей, равна нулю:

$$\sum M_p = 0 : (F_{n.c.} - \Phi_5)pe - F'_y pb_1 = 0$$

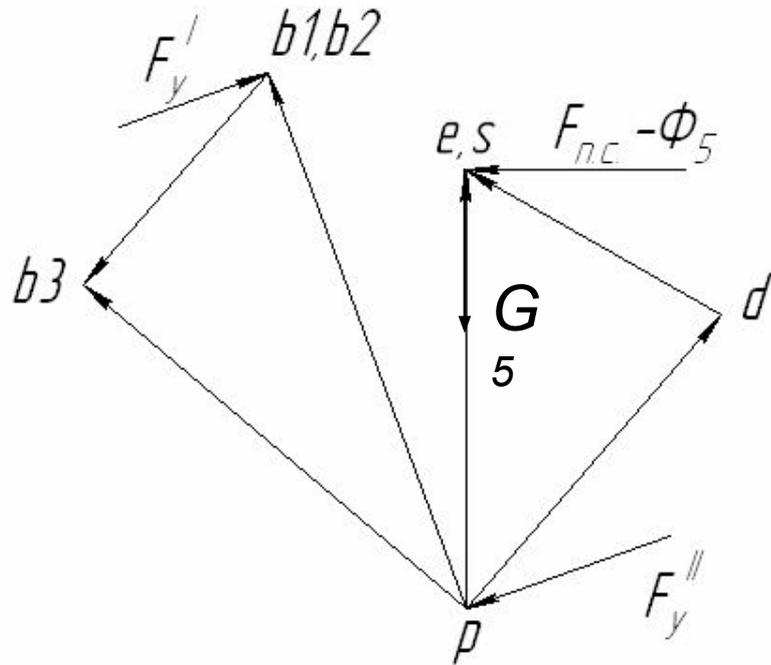
$$F'_y = \frac{(F_{n.c.} - \Phi_5)pe}{pb_1}$$

Длины плеч при этом измеряются непосредственно на чертеже.

Находим уравнивающий момент M'_y

$$M'_y = F'_y \cdot AB$$

Рычаг Н.Е Жуковского



Определяем относительную погрешность расчета

$$\delta = \left| \frac{M_y - M'_y}{M_y} \right| \cdot 100\%$$

Если ошибка не превышает 5 %, считаем, что расчеты выполнены правильно.

Литература:

1. Баранцов В.Я. Методическое указание (307) к расчетно-графической работе по курсу «Прикладная механика». – Липецк: ЛГТУ, 1990. – 34 с.
2. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. Пособие для втузов/ Под ред. К. В. Фролова. – 3-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 1999. – 351 с.
3. Фурсов Б.Т., Носов В.В. Методическое указание (818) к курсовой работе по теории механизмов и машин для студентов механических и машиностроительных специальностей. – Липецк: ЛГТУ, 2003. – 21 с.

- Авторы благодарят студентку ММФ гр. ТМ-05-1 Подолину И.В. за помощь в создании данного пособия
- Если Вы обнаружили ошибку или можете предложить как можно улучшить данное электронное издание, просьба обратиться к авторам на кафедру «Прикладная механика» 1 корпус 224 ауд.
kaf-pmech@stu.lipetsk.ru