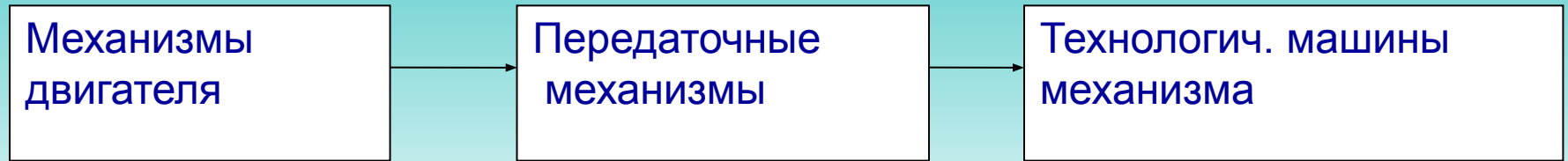


КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Задача силового анализа механизма – определение сил, действующих на механизм.

Машинный агрегат можно представить в виде схемы:



На данной части машинного агрегата действуют:

- 1) движущие силы, которые стремятся ускорить движение механизма, совершающие полезную работу (в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) сила давления газа на такте расширения);
- 2) силы полезного сопротивления – те, которые необходимо преодолеть для выполнения требуемого технологического процесса (в станках – сила резания, в автомобилях – сила сопротивления качения);
- 3) силы вредных сопротивлений, на которые затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления сил полезного сопротивления (силы трения в узлах машины).

Определение уравнивающей силы методом построения планов сил

Всякий механизм, обладающий одной степенью подвижности и находящийся под действием заданной системы внешних сил, можно считать находящимся в равновесии, если к одному из его звеньев приложить уравнивающее эту систему усилие.

Уравнивающим силовым фактором может быть либо некоторая условная уравнивающая сила P_u , либо уравнивающая пара сил с моментом M_u .

Последовательность силового анализа механизма:

1. Произвести структурный анализ механизма.
2. Произвести кинематический анализ.
3. Найти силы тяжести, силы инерции, момент от пар сил инерции, силу давления газов.
4. К наиболее удаленной от механизма первого класса группе Ассура приложить найденные силы и реакции.
5. Найти реакции с помощью многоугольника сил.
6. Произвести анализ механизма первого класса, найти реакции, уравнивающую силу и уравнивающий момент.

Задачей силового анализа механизма является определение сил, действующих на звенья механизма, реакций в кинематических парах и уравновешивающих сил (уравновешивающих моментов). Полученные при анализе силы являются исходными для расчета на прочность и износ деталей и узлов механизма, при подборе мощности привода, расчете механического КПД.

Для определения реакций в кинематических парах удобно пользоваться принципом Даламбера, который можно сформулировать так: «Можно отдельно рассматривать часть механизма, как будто она продолжает находиться в работающем или покоящемся механизме, в том случае, если приложить к ней все действующие силы, а в «разорванные» кинематические пары реакции».

Если часть механизма рассматривается без нарушения ее движения или покоя, то для нее верны уравнения статики:

$$\sum \bar{M}_i = 0 \qquad \sum \bar{F}_i = 0$$

где: \bar{F}_i - силы, действующие на часть механизма, включая реакции;

\bar{M}_i - моменты сил, относительно какой либо точки.

Находить неизвестные реакции в кинематических парах, можно пользуясь уравнениями статики, поэтому такой силовой анализ называется **кинетостатическим**.

При кинетостатическом анализе механизм рассматривается последовательно по частям. Этими частями являются группы Ассура и механизм первого класса. Это удобно ввиду того, что число уравнений статики для группы Ассура равно числу неизвестных реакций, которые в таком случае легко находятся.

Кинетостатический анализ в первом приближении производится без учета сил трения в кинематических парах, ввиду их малости.

Определим реакции в кинематический парах $R_{12}; R_{23}; R_{01}; R_{03}$ и уравновешивающий момент для механизма двигателя M_y . Известными величинами являются: масса m_3 поршня 3, диаметр d цилиндра, масса m_2 , длина l_{BA} и момент инерции J_2 шатуна 2, длина кривошипа l_{OA} , давление в цилиндре p_{iB} , а также постоянная угловая скорость ω_1 кривошипа 1. Центры масс звеньев 1, 2, 3 лежат соответственно в точках O, S_2, B .

Силы тяжести звеньев 2 и 3 определяются по формулам:

$$G_2 = m_2 \cdot g, \quad G_3 = m_3 \cdot g,$$

где $g=9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорения свободного падения.

Силы тяжести звеньев направляются вертикально вниз.

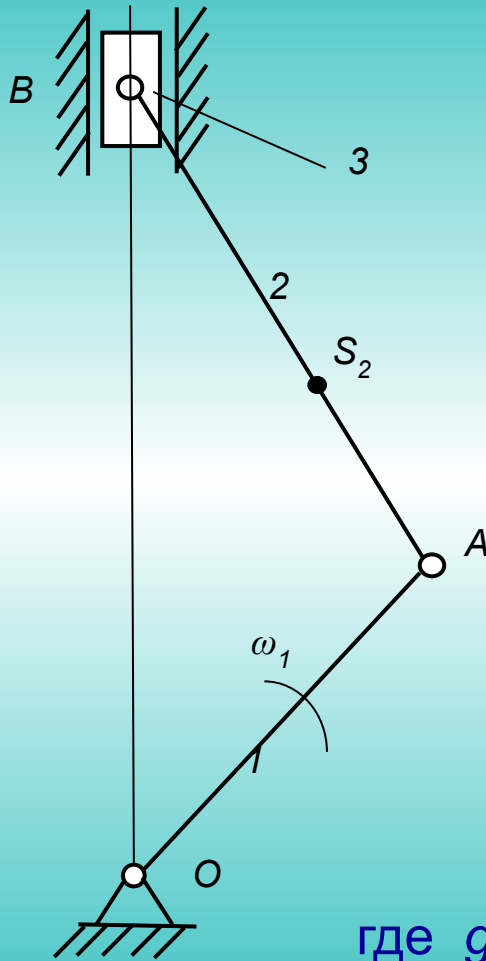
Силы инерции звеньев 2 и 3 определяются по формулам:

$$F_{u2} = m_2 \cdot a_{s2}, \quad F_{u3} = m_3 \cdot a_b,$$

где: a_{s2}, a_b , - ускорения центров масс звеньев 2 и 3, определенные в ходе кинематического анализа.

Силы инерции звеньев направляются противоположно соответствующим ускорениям.

Произведем силовой анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания для заданного положения.



Определение сил тяжести звеньев

Силы тяжести шатуна 2 и поршня 3 определяются по формулам:

$$G_2 = m_2 \cdot g, H;$$

$$G_3 = m_3 \cdot g, H,$$

где g - ускорение свободного падения $g = 9,8 \frac{м}{с^2}$.

Площадь поперечного сечения цилиндра

$$F_B = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2.$$

Сила давления газов на поршень В

$$P_{ДВ} = P_{iВ} \cdot F_B, \text{ Н}.$$

Определение результирующих сил инерции

Сила инерции шатуна 2 определяется по формуле

$$\bar{P}_{u2} = -m_2 \cdot \bar{a}_{S2}, \text{ Н}.$$

Сила инерции поршня 3 определяется

$$\bar{P}_{u3} = -m_3 \cdot \bar{a}_B, \text{ Н}.$$

Момент пар сил инерции шатуна 2 определяется по формуле

$$\bar{M}_{u2} = -J_{S2} \cdot \bar{\varepsilon}_2, \text{ Н} \cdot \text{ м},$$

Угловое ускорение определяется по формуле

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}, \text{ с}^{-2}.$$

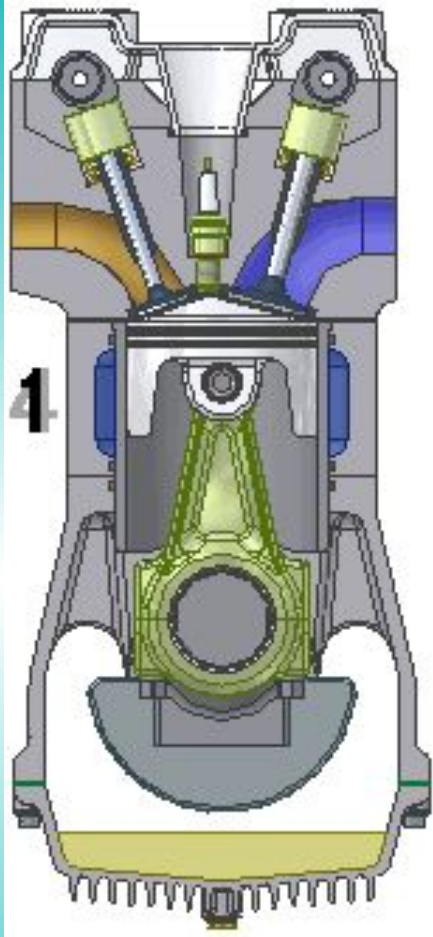
Момент удобно представить в виде пары сил, приложенных в точках А и В шатуна 2, перпендикулярно ему.

$$P_{ми2} = M_{u2} / l_{AB}, \text{ Н}.$$

Силы инерции звеньев
направляются
противоположно
соответствующим ускорениям.

Момент инерции направляется
противоположно
соответствующему угловому
ускорению.

Определение силы давления газов на поршень



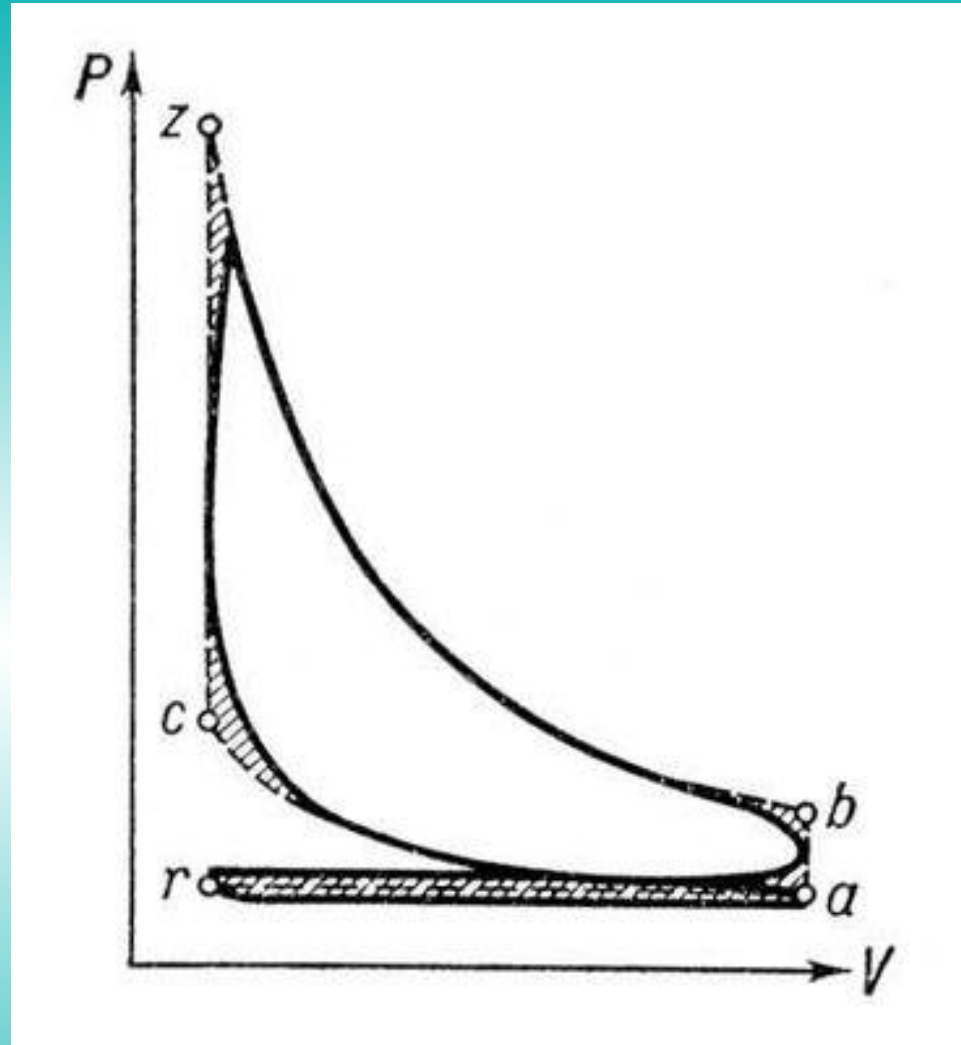
Такты:

1. Всасывание горючей смеси ($0^\circ - 180^\circ$).

2. Сжатие ($180^\circ - 360^\circ$).

3. Рабочий ход ($360^\circ - 540^\circ$).

4. Выхлоп ($540^\circ - 720^\circ$).

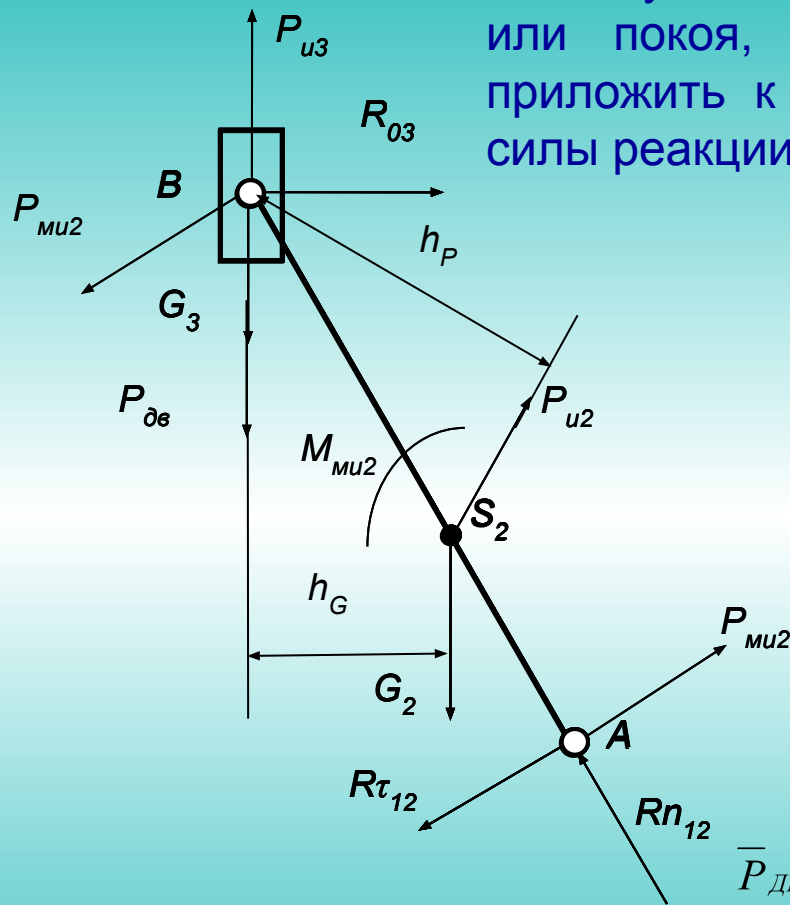


Теоретическая (пунктир) и действительная (сплошные линии) индикаторные диаграммы 4— тактного двигателя: ra — линия впуска; ac — линия сжатия; cz — линия сгорания; zb — линия расширения; br — линия выпуска; P — давление; V — объём

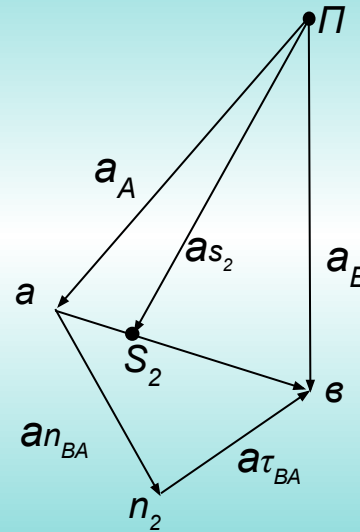
Силовой анализ группы Ассура 2-3

принцип Даламбера:

систему можно рассматривать без нарушения движения или покоя, если при отсоединении от механизма приложить к ней все силы, включая силы инерции и силы реакции в разрушенных шарнирах.



$$\overline{R}_{12} = \overline{R}_{12}^{\tau} + \overline{R}_{12}^n$$



$$\overline{P}_{ДВ} + \overline{P}_{u2} + \overline{P}_{u3} + \overline{G}_2 + \overline{G}_3 + \overline{R}_{12}^{\tau} + \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{03} + \overline{P}_{\mu 2} + \overline{P}_{\mu 2} = 0.$$

$$\sum M_B(P) = P_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - R_{12}^{\tau} \cdot (l_{AB} / \mu_l) + P_{\mu 2} \cdot (l_{AB} / \mu_l) = 0.$$

$$R_{12}^{\tau} = \frac{\mu_l}{l_{AB}} \cdot (P_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 + P_{\mu 2} \cdot (l_{AB} / \mu_l)), H.$$

Построение многоугольника сил

Выбирается масштабный коэффициент для построения: $\mu_F = F_{\max} / \bar{f}$
где F_{\max} – величина наибольшей силы;

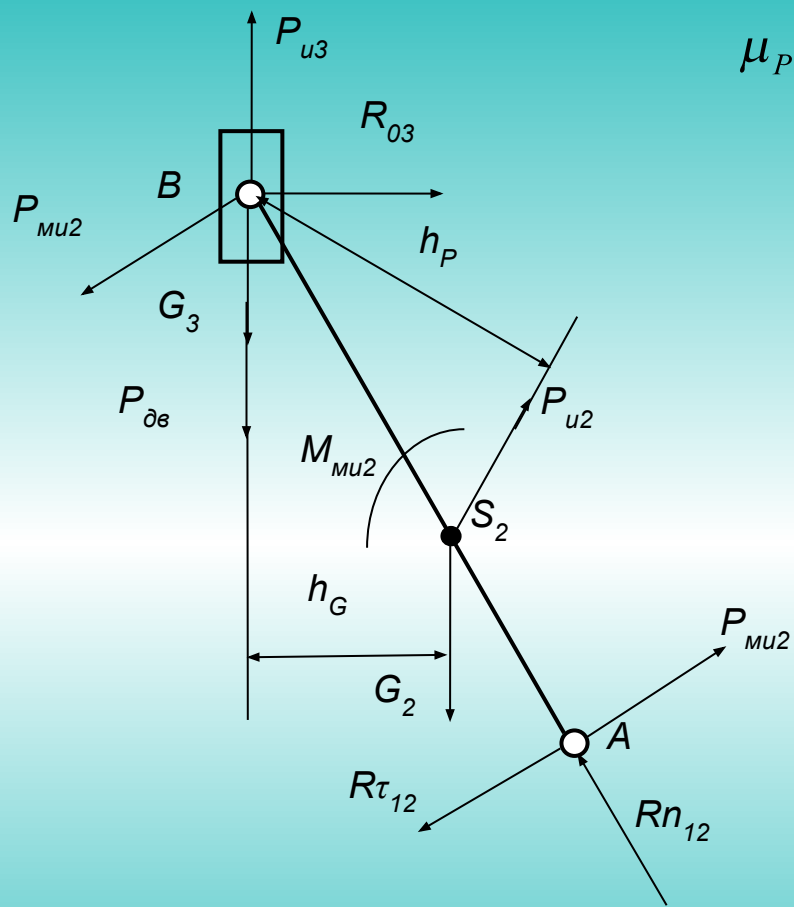
\bar{f} - длина отрезка, который будет изображать силу на плане сил.

Для определения длин векторов, величины сил делят на μF .

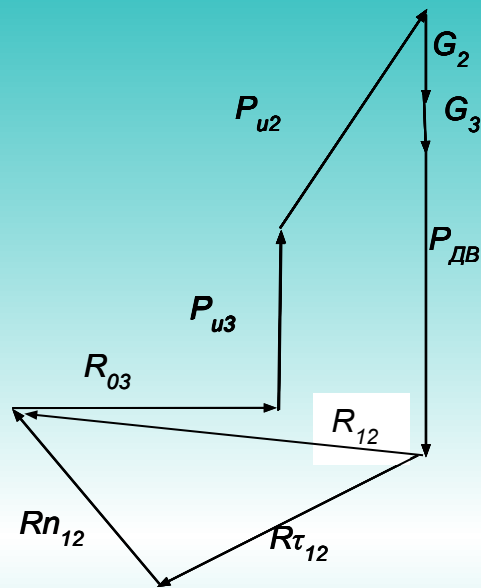
Силовой многоугольник строится в соответствии с условием $\sum \bar{F}_i = 0$, поэтому он должен быть замкнутым. Вначале в любом порядке откладываются известные по направлению и величине векторы, затем многоугольник замыкается линиями действия неизвестных векторов R_{12}^n и R_{03} , которые при пересечении ограничивают друг друга по длине.

Направления R_{12}^n и R_{03} указывают так, чтобы многоугольник можно было «обойти» в одну сторону по направлению стрелок. Силы $R_{ми2}$ можно не учитывать, поскольку при построении они уравновешивают друг друга.

Геометрическим сложением векторов R_{12}^n и R_{03} на силовом многоугольнике получают вектор R_{12} .



$$\mu_P, \frac{H}{MM}$$



Силовой анализ ведущего звена (кривошипа)

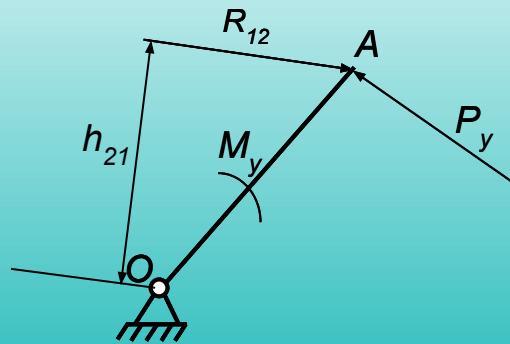
$$\sum M_O(P) = M_O(\bar{R}_{21}) + M_y = 0$$

$$\sum M_O(P) = M_y - R_{21} \cdot h_{21} = 0$$

$$M_y = R_{21} h_{21}, H \cdot m.$$

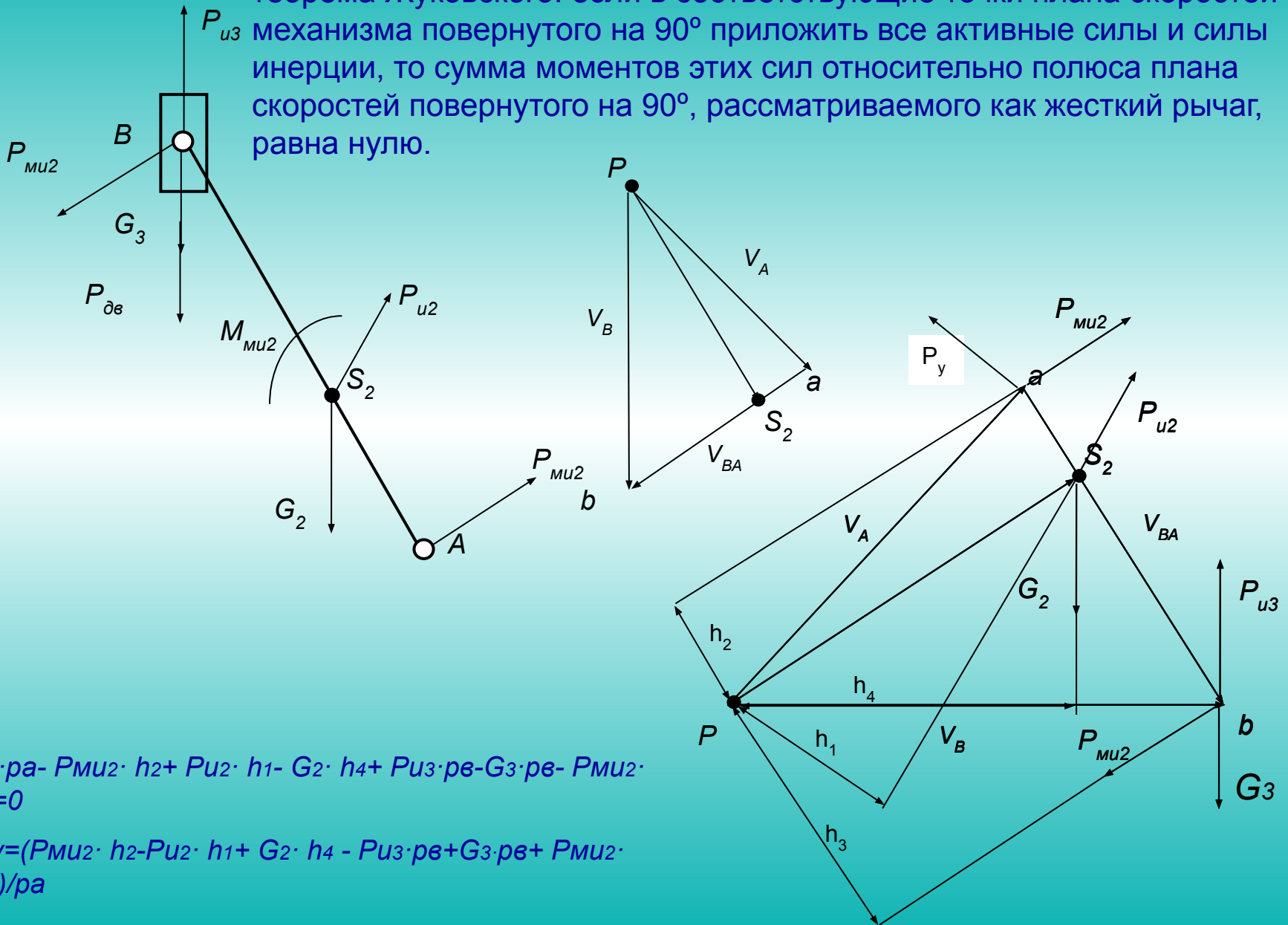
$$\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12};$$

$$P_y = \frac{M_y}{l_{OA}}, H.$$



Определение уравновешивающей силы методом рычага Жуковского

теорема Жуковского: если в соответствующие точки плана скоростей механизма повернутого на 90° приложить все активные силы и силы инерции, то сумма моментов этих сил относительно полюса плана скоростей повернутого на 90° , рассматриваемого как жесткий рычаг, равна нулю.



$$P_y \cdot pa - P_{\mu 2} \cdot h_2 + P_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_4 + P_{u3} \cdot pb - G_3 \cdot pb - P_{\mu 2} \cdot h_3 = 0$$

$$P_y = (P_{\mu 2} \cdot h_2 - P_{u2} \cdot h_1 + G_2 \cdot h_4 - P_{u3} \cdot pb + G_3 \cdot pb + P_{\mu 2} \cdot h_3) / pa$$