

1. Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания

Исходные данные для теплового расчета :

N_e - номинальная мощность, кВт

h_u - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

ε - степень сжатия

α - коэффициент избытка воздуха

ζ - коэффициент использования тепла

ϕ_∂ - коэффициент неполноты диаграммы

T_0 - температура окружающей среды, °К

ΔT - приращение температуры свежего заряда, °К

T_r - температура остаточных газов, °К

P_0 - давление окружающей среды, МПа

P_r - давление остаточных газов, МПа

n_e - номинальная частота вращения двигателя, мин⁻¹

i - число цилиндров

n_1 - показатель политропы сжатия (только для дизельного ДВС)

n_2 - показатель политропы расширения (только для дизельного ДВС)

η_v - коэффициент наполнения (в зависимости от задания)

λ - степень повышения давления (только для дизельного ДВС)

С,Н,О - состав топлива.

Давление в конце процесса впуска

Вариант I Если не задан коэффициент наполнения

$$P_a = (0.7 \div 0.95) \cdot P_0$$

Вариант II Если задан коэффициент наполнения

$$P_a = P_0 \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \eta_v \cdot \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + \frac{P_r}{\varepsilon}$$

Температура рабочей смеси в конце процесса впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \left(\frac{T_r - (T_0 + \Delta T)}{T_r} \right)}$$

Коэффициент наполнения (если не задан в задании)

$$\eta_v = \left(\frac{T_0}{P_0 \cdot (\varepsilon - 1)} \right) \cdot \left(\frac{P_a \cdot \varepsilon}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right)$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{P_r}{P_0} \cdot \frac{1}{\eta_v \cdot (\varepsilon - 1)}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг. топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{1}{12} C + \frac{1}{4} H - \frac{O_T}{32} \right)$$

*Количество свежего
заряда*

$$M_1 = \alpha L_0$$

*Количество остаточных
газов*

$$M_r = \gamma \cdot \alpha \cdot L_0$$

*Количество рабочей
смеси*

$$M_a = \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma)$$

*Показатель политропы сжатия (для бензинового
двигателя)*

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{n}$$

Давление в конце процесса сжатия

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

Температура в конце процесса сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

Количество продуктов сгорания
При $\alpha \geq 1$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + L_0 \cdot (\alpha - 0.21)$$

При $\alpha < 1$

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{O}{32} + \frac{H}{4} + 0.21 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha)$$

Количество газов в конце процесса сгорания

$$M_z = M_2 + M_r$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_a}$$

Потери тепла при неполном сгорании (если $\alpha < 1$)

$$\Delta h_u = 119000(1 - \alpha) \cdot L_0$$

Изохорная теплоемкость рабочей смеси

$$C'_v = 20.175 + 1.739 \cdot 10^{-3} T_c$$

Изобарная теплоемкость продуктов сгорания (для дизельного двигателя)

$$C_p'' = 8.317 + \left(20.1 + \frac{0.92 \cdot \alpha}{\alpha}\right) + \left(\frac{13.8}{\alpha} + 15.5\right) \cdot 10^{-4} T_z$$

Изохорная теплоемкость продуктов сгорания (для бензинового двигателя)

$$C_v'' = (18.44 + 2.6 \cdot \alpha) + (15.5 + 13.8\alpha) \cdot 10^{-4} T_z$$

Уравнение сгорания

для дизельного
двигателя

$$\frac{\xi \cdot h_u}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma)} + (C_v' + 8.317 \cdot \lambda) \cdot T_c = \beta \cdot C_p'' \cdot T_z$$

для бензинового
двигателя

$$\frac{\xi \cdot (h_u - \Delta h_u)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma)} + C_v' \cdot T_c = \beta \cdot C_v'' \cdot T_z$$

Из уравнения сгорания, подставив известные величины находим величину T_z

Степень повышения давления (для бензинового двигателя)

$$\lambda = \frac{\beta \cdot T_c}{T_z}$$

Давление в конце процесса сгорания

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

Степень предварительного расширения продуктов сгорания

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Показатель политропы сжатия (для бензинового двигателя)

$$n_2 = 1.22 - \frac{130}{n}$$

Степень последующего расширения (для дизельного двигателя)

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Давление в конце процесса расширения

Для бензинового двигателя

$$P_b = P_z \cdot \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}$$

Для дизельного двигателя

$$P_b = P_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2}}$$

Температура в конце процесса расширения

Для бензинового двигателя

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}$$

Для дизельного двигателя

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

Расчетное среднее индикаторное давление

Для дизельного двигателя

$$P_{pi} = \frac{P_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right)$$

Для бензинового двигателя:

$$P_{pi} = \frac{P_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right)$$

Среднее индикаторное давление

$$P_i = P_{pi} \cdot \varphi_D$$

Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot 2n_e}{\tau}$$

где τ – число тактов рабочего цикла.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = P_i \cdot \left(\frac{L_0}{h_u} \right) \cdot \left(\frac{\alpha}{\eta_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \right)$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot h_u}$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i - P_M$$

где P_M - среднее давление трения, МПа.

для бензинового двигателя

для бензинового двигателя

$$P_M = 0.035 + 0.00005 n$$

где n - частота вращения

для дизельного двигателя

$$P_M = 0.092 + 0.0001 \cdot n$$

двигателя, об/мин.

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot 2n_e}{\tau}$$

Механический КПД двигателя.

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = g_i \cdot \frac{\eta_i}{\eta_e}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e$$

$$g_e = g_i \cdot \frac{1}{\eta_M}$$

2. *Определение основных размеров двигателя*

Рабочий объем цилиндра (м³) при заданной эффективной мощности :

$$V_h = \frac{\tau \cdot N_e}{P_e \cdot i \cdot 2 \cdot n_e}$$

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S}}$$

Округляем диаметр цилиндра до целого числа.

3. *Построение индикаторной диаграммы*

Определив, в первом разделе, значения давлений в расчетных точках индикаторной диаграммы (Pa, Pc, Pz, Pb) при исходных значениях P0, Pr (по заданию) переходим к построению индикаторной диаграммы.

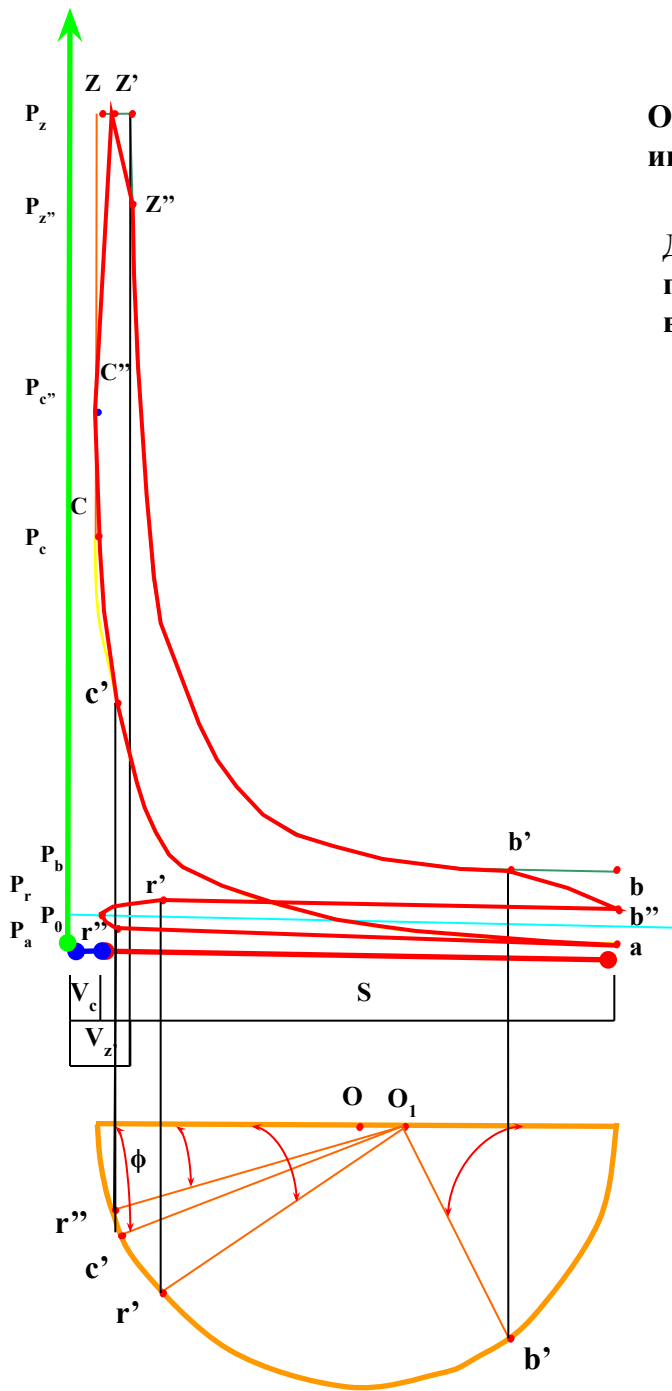
При построении масштаб оси давлений индикаторной диаграммы 1 МПа=20 мм.

Масштаб оси объемов индикаторной диаграммы принимаем линейным и величина рабочего объема равна ходу поршня в миллиметрах

$$V_h = S$$

Объем камеры сгорания на индикаторной диаграмме :

$$V_c = \frac{S}{\varepsilon - 1}$$



Объем в конце процесса сгорания на индикаторной диаграмме :

$$V_{z'} = \rho \cdot V_c$$

Дополнительный путь пройденный поршнем при повороте коленчатого вала на 90° :

$$OO_1 = \frac{R^2}{2 \cdot L}$$

Длина шатуна :

$$L = \frac{S}{0.8}$$

Давление в X точке политропы сжатия :

$$P_X^C = P_a \left(\frac{V_h + V_c}{V_X} \right)^{n_1}$$

Давление в X точке политропы расширения :

$$P_X^P = P_b \left(\frac{V_h + V_c}{V_X} \right)^{n_2}$$

$$P_{b''} = 0,5 \cdot (P_a + P_b)$$

$$P_{c''} = (1.15 \dots 1.25) \cdot P_c$$

$$P_{z''} = 0.85 \cdot P_z$$

угол опережения зажигания или впрыска топлива - ϕ	15-30°
Угол опережения открытия впускного клапана - α_1	5-30°
Угол запаздывания закрытия впускного клапана - α_2	30-90°
Угол опережения открытия выпускного клапана - α_3	40-80°
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана - α_4	5-45°

Фазы газораспределения	Двигатели					
	ГАЗ	ЗИЛ 130/131	СМД 14/20	СМД 17/18	ЯМЗ 236/238/240	412Э
α_1	24	31	17	31	20	30
α_2	64	83	56	83	56	72
α_3	50	67	51	47	56	70
α_4	22	47	17	20	20	30

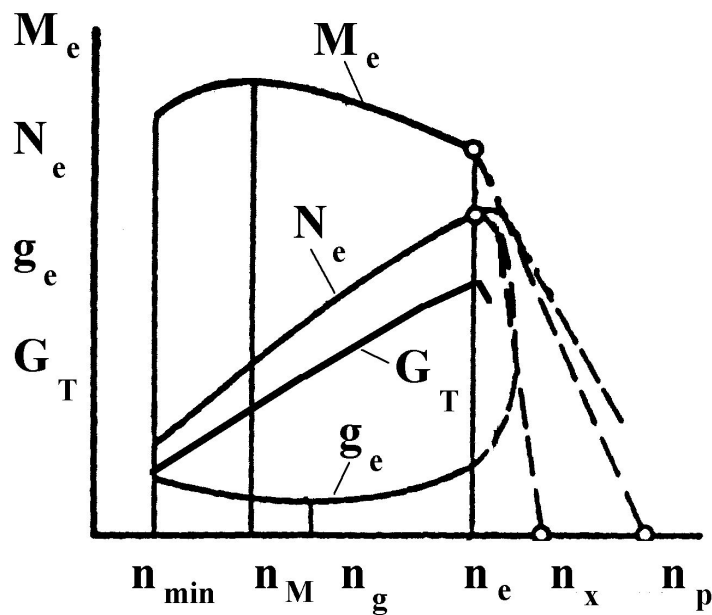
4. Построение внешней скоростной характеристики

$$N_e = N_e^{\max} \cdot \left(A \cdot \frac{n}{n_e} + B \cdot \frac{n^2}{n_e^2} - C \cdot \frac{n^3}{n_e^3} \right)$$

$$g_e = g_e^{\max} \cdot \left(A_1 - B_1 \cdot \frac{n}{n_e} + C_1 \cdot \frac{n^2}{n_e^2} \right)$$

$$M_e = 159.1 \cdot \frac{N_e}{n}$$

$$G_T = g_e \cdot N_e$$



n_{\min} – минимальное число оборотов, при которых двигатель еще может устойчиво работать при полной нагрузке;

n_M – число оборотов, соответствующее максимальному крутящему моменту;

n_g – число оборотов, соответствующее наибольшей экономичности;

n_e – число оборотов, соответствующее максимальной мощности;

n_X – максимальное число оборотов, которое может развивать двигатель вхолостую при полностью открытом дросселе или полной подаче топлива;

Двигатели	A	B	C	A_1	B_1	C_1
Карбюраторные	1	1	1	1.2	1	0.8
Дизельные:	0.5	1.5	1	1.55	1.55	1
с	0.6	1.4	1	1.2	1.2	1
непосредственны м впрыском	0.7	1.3	1	1.35	1.35	1
предкамерные						
форкамерные						

5. Кинематика и динамика двигателя внутреннего сгорания

Перемещение поршня X:
$$X = r \cdot ((1 - \cos\varphi) + \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\varphi))$$

Ускорение поршня j

$$j = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Масса деталей КШМ совершающая возвратно - поступательное движение

$$m_j = m_{\pi} + m_1$$

Масса комплектного поршня m_{π}
 кг.

Бензиновые двигатели D=60...100 мм.	Дизели D=80...130 мм.	Примечание
Поршень из алюминиевого сплава		Большие величины следует брать для двигателей с большим D Площадь поршня -F _π - [м ²]
(80...100) · F _π	(150...300) · F _π	

$$m_1 = (0.2...0.3) \cdot m_{ш}$$

Масса шатуна $m_{ш}$
 кг.

Бензиновые двигатели D=60...100 мм.	Дизели D=80...130 мм.	Примечание
(100...200) · F _π	(250...400) · F _π	Меньшие величины следует брать для двигателей с S/D < 1 Площадь поршня -F _π - [м ²]

Суммарные силы, действующие на КШМ для каждой точки X положения поршня

$$P = P_r^X + P_j$$

Силы давления газов для каждой точки X положения поршня

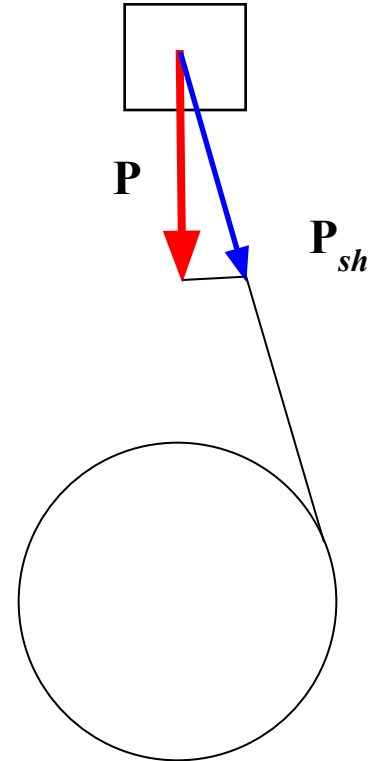
$$P_r^X = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Силы инерции возвратно - поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Сила, действующая вдоль шатуна

$$P_{sh} = \frac{P}{\cos \beta}$$



Масса неуравновешенных частей КШМ, совершающая вращательное движение

$$m_r = m_k + m_2$$

Масса неуравновешенной части одного колена вала без противовесов

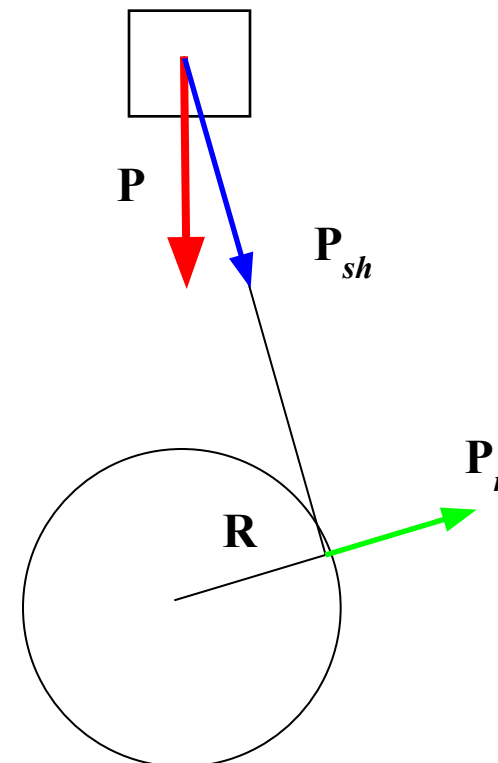
m_k , кг

Бензиновые двигатели D=60...100 мм.	Дизели D=80...130 мм.	Примечание
Стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки)		Большие величины соответствуют двигателям для двигателей с большим D и V-образным двигателям с двумя шатунами на одной шейке.
$(150...200) \cdot F_{\Pi}$	$(200...400) \cdot F_{\Pi}$	
Стальной кованый или чугунный литой вал (полые шатунные шейки)		Меньшие величины – двигателям, у которых S/D < 1 Площадь поршня $-F_{\Pi}$ – [м ²]
$(100...200) \cdot F_{\Pi}$	$(150...300) \cdot F_{\Pi}$	

$$m_2 = (0.7...0.8) \cdot m_{ш}$$

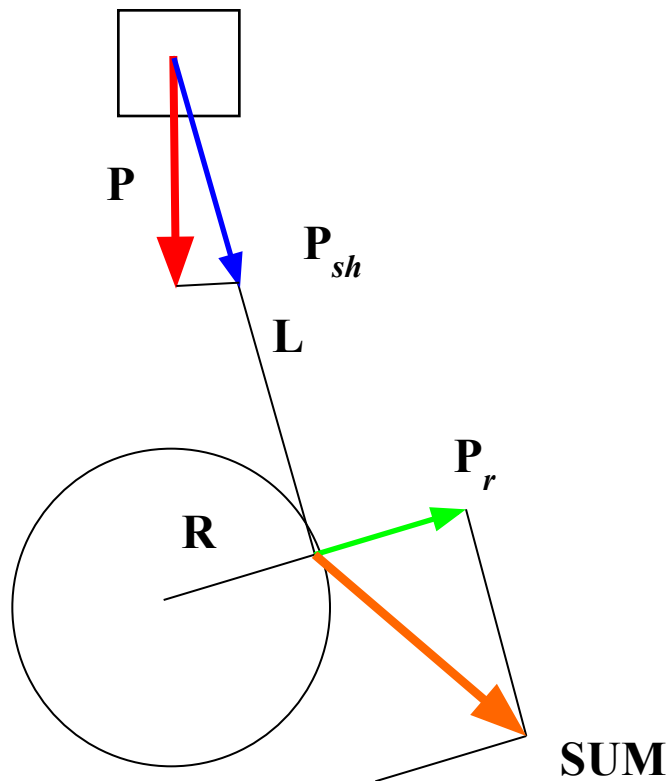
Силы инерции вращающихся масс

$$P_r = -m_r \cdot R \cdot \omega^2$$



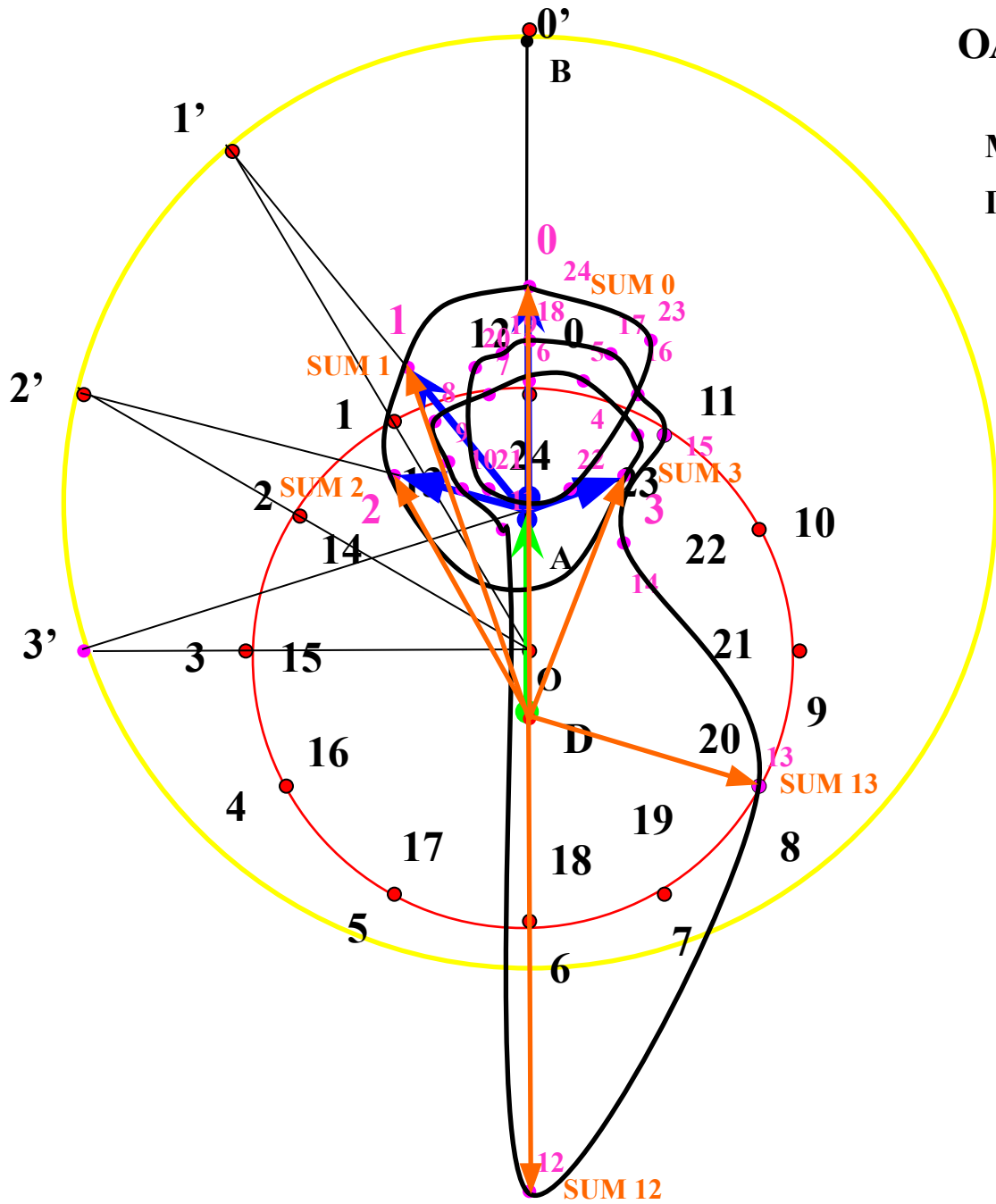
1. Построение полярной диаграммы нагружения шатунной шейки коленчатого вала

Шатунная шейка. На шатунную шейку действуют силы: P_{sh} — направленная по шатуну и P_r — центробежная сила инерции массы шатуна. Равнодействующая сил P_{sh} и P_r получается геометрическим сложением этих сил.



Выберем масштаб линейных размеров для R и L исходя из размеров чертежа.

Выберем масштаб сил для P_{sh} и P_r исходя из размеров чертежа.



$$OA=R \quad AB=L \quad DA=P_r$$

Минус (-) - сила P_{sh} направлена к поршню

Плюс (+) - сила P_{sh} направлена от поршня

D – полюс диаграммы

