

## Внешняя неуравновешенность и методы уравнивания двигателей.

**Причины неуравновешенности.** Понятие неуравновешенности поршневых двигателей связывается с действием в них циклически меняющихся сил и их моментов, вызывающих вибрацию, как самого двигателя, так и его фундамента и корпуса судна. К числу циклически меняющихся сил двигателя относятся **силы действия газов** в цилиндрах  $P_r$  и **силы инерции** движущихся масс  $P_j$ . Силы  $P_r$  будучи направленными вверх и вниз, в пределах каждого цилиндра взаимно уравниваются (рис. 6, а), за пределы остова двигателя не передаются и поэтому не могут служить причиной его неуравновешенности.

*Единственными силами, которые вызывают неуравновешенность и обусловленные ею вибрации, являются силы инерции и создаваемые ими моменты.*

**Силы инерции.** Подразделяют эти силы на **силы инерции поступательно движущихся масс**, к которым относится поршень, шток и часть шатуна, и **центробежные силы**, создаваемые **вращающимися массами**. Силы инерции в одноцилиндровом двигателе являются свободными и могут быть причиной вибрации.

**Сила инерции поступательно движущихся масс** описывается формулой (6).

$$P_j = -m_{\text{п}} R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (6)$$

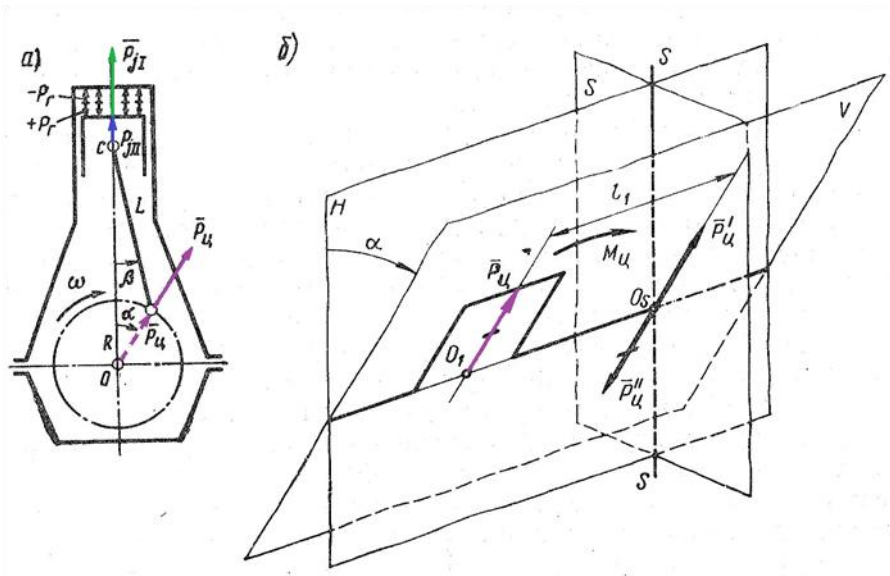


Рис. 6. Силы инерции центробежных сил.

Ввиду сложности закона ее изменения она может быть условно разделена на две составляющие:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII}, \text{ где}$$

$$P_{jI} = -m_{\text{п}} R \omega^2 \cos \alpha = P_I \cos \alpha, \quad (17)$$

подчиняющаяся закону косинуса угла поворота кривошипа, называется *силой инерции первого порядка*;

$$P_{jII} = -m_{\text{п}} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = P_{II} \cos 2\alpha, \quad (18)$$

подчиняющаяся закону косинуса удвоенного угла поворота кривошипа  $2\alpha$ , называется *силой инерции второго порядка*.

Силы  $P_{jI}$  и  $P_{jII}$  действуют в направлении движения поступательно движущихся масс вдоль оси

цилиндра, причем сила  $P_{II}$  в 2-5 раз меньше силы  $P_{I}$ , так как входящее в ее выражение  $\lambda = 1/2, 2 - 1/5$ . Обе силы приложены к центру головного соединения (точка С на рис. 6, а) и при вращении кривошипа (рис. 6.) силы инерции и моменты центробежных сил непрерывно меняют свои значения и знак, но при всех углах поворота кривошипа остаются в плоскости оси цилиндра (рис. 7).

**Внешнее воздействие сил инерции I и II порядков** - они стремятся **оторвать** двигатель от фундамента, когда направлены вверх, и **прижать** к фундаменту, когда направлены вниз. Частота действия сил и вызываемых ими колебаний будет кратна соответственно  $\omega$  и  $2\omega$ , где  $\omega$  - угловая скорость.

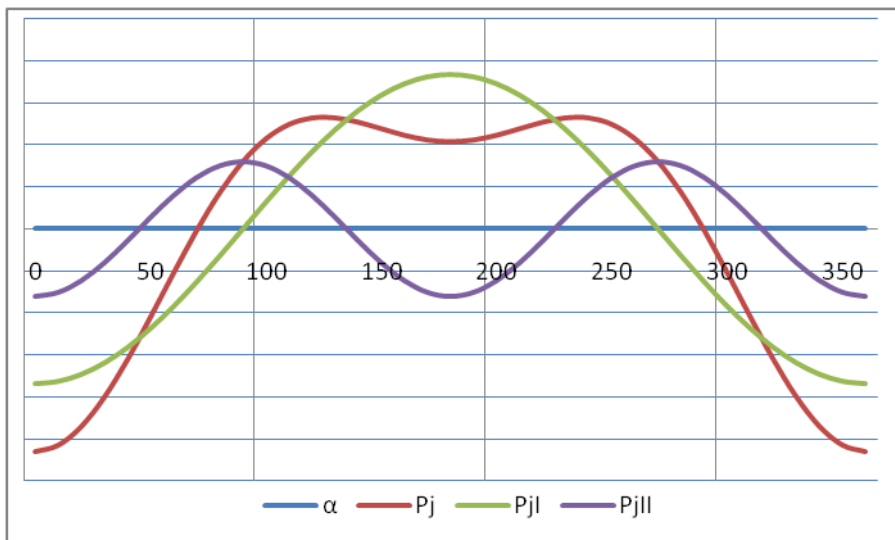


Рис. 7. Характер изменения сил инерции первого и второго порядка

**Центробежная сила инерции**, создающаяся при вращении коленчатого вала,

$$P_{ц} = m_{вр} R \omega . \quad (19)$$

Эта сила постоянна по значению и направлена по радиусу кривошипа от центра кривошипного соединения к периферии. Масса вращающихся частей, как и поступательно движущихся, отнесенная к площади поршня, кг/м<sup>2</sup>,

$$m_{вр} = \frac{M_{ш\text{ вр}} + M_{м} + M_{щ}}{F_{ц}}$$

где  $M_{ш\text{ вр}}$  - масса вращающейся части шатуна, кг;

$M_{м} = G_{м} / g$  - масса кривошипной шейки, кг;

$M_{щ}$  - неуравновешенная масса двух щек, ориентировочно равная половине их массы, кг.

Центробежная сила инерции приложена к центру кривошипного соединения (см. рис.6, а). Перенесем ее по линии действия в центр  $O$  коленчатого вала и в масштабе чертежа представим в виде радиуса-вектора  $P_{ц}$ . При вращении вала вектор  $P_{ц}$ , лежащий в плоскости кривошипа, будет также вращаться, каждый раз занимая новое положение, соответствующее углу  $\alpha$ , отсчитываемому от ВМТ. Иначе говоря, *центробежная сила вращается вместе с валом, непрерывно меняя направление своего действия.*

**Внешнее воздействие центробежной силы инерции** - в зависимости от положения кривошипа она стремится **сместить** двигатель с фундамента в плоскостях, совпадающих в каждый момент с плоскостью кривошипа и проходящих через ось коленчатого вала.

**Моменты сил инерции.** Природу возникновения и действия моментов сил инерции разберем на примере центробежной силы одноцилиндрового двигателя, пространственная схема коленчатого вала которого приведена на рис. 6, б.

Допустим, что в рассматриваемый момент времени кривошип отклонился от ВМТ на угол  $\alpha$  и находится в плоскости  $V$ . Тогда возникающая в нем центробежная сила инерции  $P_{ц}$  также лежит в этой плоскости и, будучи приложенной в точке  $O_I$  находится на расстоянии  $l_1$  от плоскости  $S$ , проходящей через **центр тяжести двигателя**.

Известно, что всякую силу  $P$ , не нарушая ее действия, можно перенести параллельно самой себе в любую точку  $O$ , присоединив при этом пару с моментом, равным моменту силы  $P$  относительно точки  $O_I$ . Воспользовавшись этим правилом, приведем силу  $P_{ц}$  к центру  $O_s$  (Рис 6,б), являющемуся точкой пересечения оси вала с **плоскостью центра тяжести  $S$** .

После приведения имеем: силу  $P'_{ц}$ , приложенную к центру  $O$  и стремящуюся оторвать двигатель от фундамента в плоскости  $V$ ; пару сил  $P_{ц}$  и  $P''_{ц}$ , создающую на плече  $l_1$  момент  $M_{ц}$ , действующий в той же плоскости  $V$  и стремящийся опрокинуть двигатель относительно его центра тяжести в направлении по часовой стрелке.

Полученный момент

$$M_{ц} = P_{ц} l_1 = m_{вр} R \omega^2 \quad (20)$$

называется *моментом центробежной силы*; значение и направление его определяются как самой силой, так и положением плоскости центра тяжести двигателя относительно оси цилиндра.

Момент центробежной силы  $M_{ц}$  как и сама сила  $P_{ц}$  при вращении вала остаются неизменными и каждый раз, действуя в плоскости колена, вращаются вместе с ним с угловой скоростью  $\omega$ .

Аналогично могут быть получены *моменты сил инерции первого порядка*

$$M_I = P_{jI} l_1 = m_{ц} R \omega^2 \cos \alpha l_1 \quad (21)$$

и *второго порядка*

$$M_{II} = P_{jII} l_1 = m_{ц} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha l_1. \quad (22)$$

Поскольку силы  $P_{jI}$  и  $P_{jII}$  действуют в вертикальной плоскости (плоскости движения поршня), то и вызываемые ими моменты  $M_I$  и  $M_{II}$  действуют лишь в этой плоскости вне зависимости от положения кривошипа.

**Внешнее воздействие моментов:**

*центробежных сил* - **опрокинуть** двигатель относительно его центра тяжести в плоскостях, проходящих через плоскость кривошипа и **вращающихся** вместе с ним;

*сил инерции I и II порядков* - **опрокинуть** двигатель относительно его центра тяжести в **вертикальной** плоскости, проходящей через оси цилиндров.

**Внешняя и внутренняя неуравновешенность многоцилиндрового дизеля.** В пределах одного цилиндра возникают и действуют: центробежная сила инерции вращающихся масс  $P_{ц}$ , сила инерции поступательно движущихся масс первого порядка  $P_{jI}$

сила инерции поступательно движущихся масс второго порядка  $P_{jII}$ , момент центробежной силы  $M_{ц}$ , моменты сил первого и второго порядков  $M_I$  и  $M_{II}$ .

Силы и моменты в многоцилиндровом двигателе возникают и действуют в каждом цилиндре, и их суммарный эффект для двигателя в целом может быть

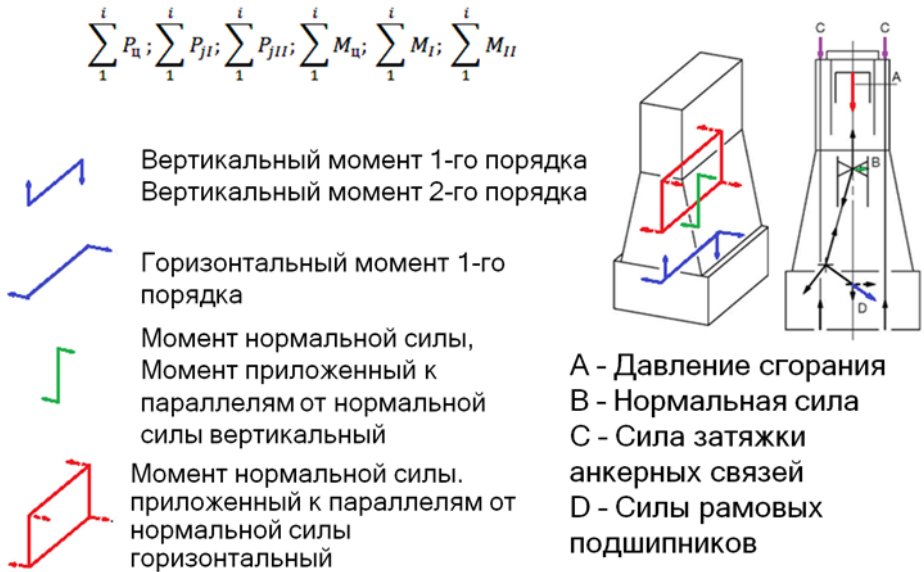


Рис.8. Силы и моменты, действующие в 2-х тактном двигателе

получен путем нахождения следующих векторных сумм:

$$\sum_1^i P_{ц}; \sum_1^i P_{jI}; \sum_1^i P_{jII}; \sum_1^i M_{ц}; \sum_1^i M_I; \sum_1^i M_{II}$$

Если результаты суммирования оказываются равными нулю, то это свидетельствует о *полной внешней уравновешенности двигателя*.

## **Внешняя неуравновешенность двигателей**

Нулевые значения векторных сумм могут быть получены, если одноименные силы, действующие во всех цилиндрах, и моменты сил, замыкаясь внутри остова двигателя, компенсируют друг друга. Это означает, что внешнее воздействие результирующих векторов сил и моментов в данном случае отсутствует, т. е. на фундамент и корпус судна они не передаются.

Если же векторы сил или моментов при сложении компенсируются лишь частично или совсем не компенсируются, то результирующие их векторы (суммы) будут выходить за пределы остова двигателя и оказывать внешнее воздействие в виде переменной периодически меняющейся нагрузки на фундамент и конструкции корпуса судна. В этом случае двигатель считается *внешне неуравновешенным*. Поскольку геометрическая сумма векторов зависит от их количества, размеров и взаимного расположения, то внешняя неуравновешенность многоцилиндрового двигателя в общем случае определяется **числом цилиндров и взаимным расположением кривошипов** (углом заклинивания и порядком работы цилиндров). О характере внешней неуравновешенности двигателей с наиболее типичным **расположением кривошипов можно судить по**



данным

табл.

1.

Таблица 13.1

Число цилиндров и схема кривошипов порядка		Угол между кривошипами, град	Результирующие силы инерции и моменты сил инерции						Тактность
I	II		$\sum_1^i \bar{P}_{II}$	$\sum_1^i \bar{P}_{jI}$	$\sum_1^i \bar{P}_{jII}$	$\sum_1^i \bar{M}_{II}$	$\sum \bar{M}_I$	$\sum \bar{M}_{II}$	
2		0	$2P_{II}$	$2P_{jI}$	$2P_{jII}$	0	0	0	4
2		180	0	0	$2P_{jII}$	$1P_{II}a$	$1P_{jI}a$	0	2
3		120	0	0	0	$1,732P_{II}a$	$1,732P_{jI}a$	$1,732P_{jII}a$	2
4		180	0	0	$4P_{jII}$	0	0	0	4
4		90	0	0	0	$1,414P_{II}a$	$1,414P_{jI}a$	$4P_{jII}a$	2
5		72	0	0	0	$0,449P_{II}a$	$0,449P_{jI}a$	$4,98P_{jII}a$	2
6		120	0	0	0	0	0	0	4
6		60	0	0	0	0	0	$3,464P_{jII}a$	2
7		$51^{\circ}26'$	0	0	0	$0,267P_{II}a$	$0,267P_{jI}a$	$1,006P_{jII}a$	2
8		90	0	0	0	0	0	0	4
8		45	0	0	0	$0,448P_{II}a$	$0,448P_{jI}a$	0	2
9		40	0	0	0	$0,194P_{II}a$	$0,194P_{jI}a$	$0,545P_{jII}a$	4
10		72	0	0	0	0	0	0	4
10		36	0	0	0	0	0	$0,898P_{jII}a$	2
12		30	0	0	0	$0,277P_{II}a$	$0,277P_{jI}a$	0	2

Помимо внешнего воздействия сил инерции и их моментов, последние, действуя внутри остова двигателя, нагружают и деформируют его конструкции. Центробежные силы, действуя в плоскости колена вала, а силы инерции I и II порядков - в плоскости осей цилиндров, нагружают коленчатый вал и подшипники и передаются фундаментной раме. Одновременно вал нагружается моментами  $M_{ц}$ ,  $M_I$  и  $M_{II}$ , которые стремятся изогнуть вал в плоскостях их действия. Деформация вала воспринимается подшипниками (особенно центральными, испытывающими наибольшую нагрузку) и фундаментной рамой, в которой они расположены. В итоге в фундаментной раме, как и на валу, под действием моментов сил инерции возникают напряжения изгиба и деформации. Отмеченное действие сил инерции внутри остова двигателя определяет *внутреннюю неуравновешенность двигателя*.

Заметим, что независимо от степени и характера внешней неуравновешенности двигателя *внутренне он всегда остается неуравновешенным*.

Из формул (17-19) видно, что чем **больше частота вращения вала и больше масса движущихся частей**, тем больше силы инерции и больше сказывается их воздействие на остов самого двигателя (внутренняя неуравновешенность) и его фундамент (внешняя неуравновешенность).

**Методы уравнивания.** Внешняя неуравновешенность двигателя, особенно если неуравновешенные силы и моменты значительны,

может вызывать последствия, связанные с вибрацией как самого двигателя, так и соединенных с ним конструкций корпуса судна. Поэтому в отдельных случаях для уменьшения вибрации прибегают к уравниванию возникающих в двигателе сил и моментов.

### Уравнивание центробежных сил

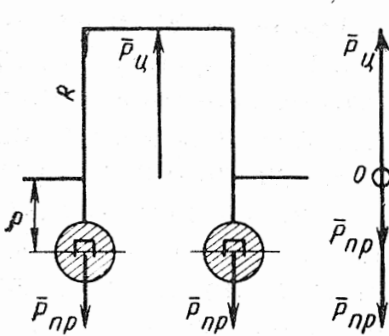


Рис. 9. Схема уравнивания центробежных сил с помощью противовесов

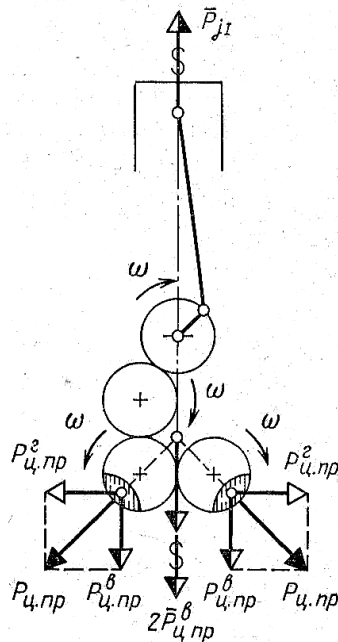


Рис. 10. Схема уравнивания сил инерции первого и второго порядков

осуществляется путем установки на щеках кривошипов *противовесов* (рис. 9). При вращении в кривошипе одного цилиндра возникает центробежная сила  $P_{ц}$ , лежащая в плоскости кривошипа,  $P_{ц} = m_{вр}R\omega^2$ , где  $m_{вр}$  - масса неуравновешенной части кривошипа (кривошипная шейка и часть массы щек) и ориентировочно равна 0,6 массы шатуна, участвующей во вращательном движении, кг;  $R$  - радиус кривошипа, м.

Сила  $P_{ц}$  может быть уравновешена двумя противовесами, укрепленными на щеках кривошипа. Они развивают центробежную силу  $2P_{пр} \sim P_{ц}$ . Тогда можно записать  $m_{вр}R\omega^2 = 2m_{пр}\rho\omega^2$  или при равенстве угловых скоростей масс двигателя и противовесов  $m_{вр}R = 2m_{пр}\rho$ , где  $m_{пр}$  - масса одного противовеса, кг;  $\rho$  - радиус инерции противовеса, равный расстоянию от его центра тяжести до оси вращения, м.

При наличии в системе *неуравновешенного момента* имеются две возможности его погасить: **первая** приводит к уравновешиванию центробежных сил в пределах каждого цилиндра, **вторая** - к уравновешиванию свободного момента системы парой противовесов, развивающих равный, но противоположный по знаку момент. Расстояние между этими противовесами желательно выбирать максимально большим, с тем, чтобы по возможности уменьшить их массу.

Иногда прибегают к установке противовеса для разгрузки рамовых подшипников. В этом случае противовесы часто навешивают на щеки под углом к их оси.

*Уравновешивание сил инерции I и II порядков,* возникающих от поступательно движущихся масс цилиндра, невозможно осуществить с помощью противовесов, установленных на щеки вала, так как центробежная сила противовесов, находясь в плоскости колена, при вращении вала непрерывно меняет плоскость своего действия. Необходимо же иметь уравновешивающую силу только в вертикальной плоскости. Задача может быть решена, если использовать две массы, вращающиеся в разные стороны (рис. 10). Эти массы заклинены на дополнительных валах таким образом, что создаваемые при их вращении вертикальные составляющие  $P_{цв}$  центробежных сил складываются и дают составляющую  $2P_{ц}^B = P_{jI}$ , но противоположно направленную, которая и уравновешивает силу  $P_{jI}$  первого порядка. Горизонтальные составляющие  $P_{ц}^Г$  взаимно уничтожают друг друга. Таким же образом можно уравновесить и силу инерции 2-го порядка, но для этого необходимо, чтобы противовесы вращались в противоположные стороны с удвоенной угловой скоростью  $2\omega$ . Изложенный метод известен под наименованием «Ланчестер Балансир».

Уравновешивая силы, можно подобным образом уравновесить и создаваемые ими моменты  $M_I$  и  $M_{II}$ . Как видно из таблицы 1, двухтактные двигатели имеют неуравновешенные моменты от сил первого и второго порядков, значения которых согласно формулам 21 и 22 пропорциональны радиусу кривошипа  $R$  и отношению  $R/L = \lambda$ . В современных длинноходовых двигателях величины  $R$  и  $L$  возросли

примерно в 1,8 раза, что не могло не отразиться на росте сил инерции и вызываемых ими моментов.

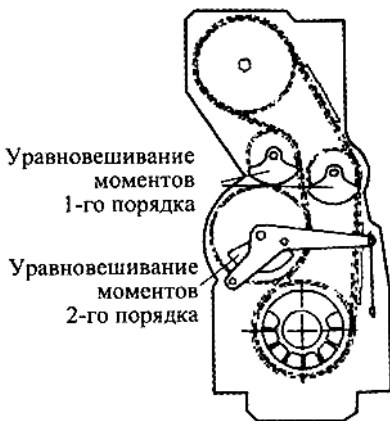


Рис. 11. Уравновешивание моментов в кривокопфном двигателе с помощью дополнительных

Этим объясняется, что в кривокопфных двигателях более ранних конструкций метод «Ланчестер Балансир» не находил применения, а

использовался

исключительно в высоко и среднеоборотных двигателях, для которых характерно

наличие больших сил инерции в силу высоких оборотов, то с появлением длинноходовых конструкций его стали применять и в них. Иллюстрацией служит рис. 11.

### Литература.

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с Стр. 170-178