

Л. В. ЕФРЕМОВ
Л. В. ТУЗОВ

ДИНАМИКА СУДОВЫХ
И СТАЦИОНАРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

ЛЕНИНГРАД 1982

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР
СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ЗАОЧНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Л. В. ЕФРЕМОВ, Л. В. ТУЗОВ

ДИНАМИКА СУДОВЫХ И
СТАЦИОНАРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

ЛЕНИНГРАД 1982

Л. В. Ефремов, Л. В. Тузов. Динамика судовых и стационарных двигателей. Учеб. пособие. — М.: СЗПИ, 1982. — с. 80, ил. 20, табл. 11. Библиогр. 7.

В учебном пособии рассматриваются физическая сущность и методы расчета динамических нагрузок, возникающих при работе судовых и стационарных двигателей внутреннего сгорания. Приводятся основные сведения о периодических колебаниях сил и моментов. Дается классификация динамических нагрузок. Подробно освещаются способы расчета сил инерции вращающихся и поступательно-движущихся масс, сил давления газов, а также движущей, нормальной, радиальной и тангенциальной сил. Разъясняются причины возникновения неравномерности вращения и крутильных колебаний валопровода под воздействием переменного крутящего момента. Анализируются вопросы внешней и внутренней неуравновешенностей двигателей и динамических нагрузок на подшипники.

Пособие предназначено для студентов специальности 0523 — двигатели внутреннего сгорания.

Рецензенты: кафедра ДВС Ленинградского института водного транспорта (зав. кафедрой — В. А. Сомов, д-р техн. наук, проф.); Е. М. Скворонский, главный конструктор проектов Государственного проектно-конструкторского института рыбопромыслового флота «Гипрорыбфлот».

ВВЕДЕНИЕ

В настоящем учебном пособии сделана попытка обобщить передовой опыт исследования динамики ДВС и изложить материал курса в форме, доступной для заочного обучения. С этой целью здесь впервые дана классификация динамических нагрузок и вызываемых ими последствий.

В этой работе кинематика и динамика ДВС рассматриваются с учетом того, что движение деталей КШМ и динамические нагрузки (силы и моменты) подчиняются общим законам периодических колебаний. Поэтому в отличие от других учебных пособий в первой части работы приводятся общие сведения о колебаниях и их физической сущности.

Ввиду того что в настоящее время динамические расчеты принято выполнять на ЭВМ, основное внимание в книге уделено не графическим, а аналитическим методам определения суммарных сил и моментов.

В пособии ограничено применение справочных таблиц и табулированных функций, которые заменены специально разработанными функциями нормальных, тангенциальных и радиальных сил от угла поворота коленчатого вала и отношения

$$\lambda = R/L, \quad (1)$$

где R — радиус кривошипа; L — длина шатуна.

1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ И КОЛЕБАНИЯХ ДВС

1.1. Основные понятия о периодических колебаниях

К динамическим нагрузкам обычно относят такие внешние воздействия на объект, которые в отличие от статических (постоянных во времени) нагрузок изменяют свою величину со сравнительно большой скоростью, например силы инерции, возникающие при резком торможении работающего двигателя, или силы давления газов при их взрыве в камере. Подобные

динамические нагрузки имеют случайный характер и не являются предметом изучения в данной работе. В курсе «Динамика ДВС» рассматриваются не случайные, а неизбежно возникающие периодические нагрузки, которые ниже будут называться динамическими.

Отсюда следует такое определение: *динамические нагрузки — это периодически изменяющиеся силы и моменты, которые возникают при работе ДВС и воздействуют на его детали с соответствующей частотой.*

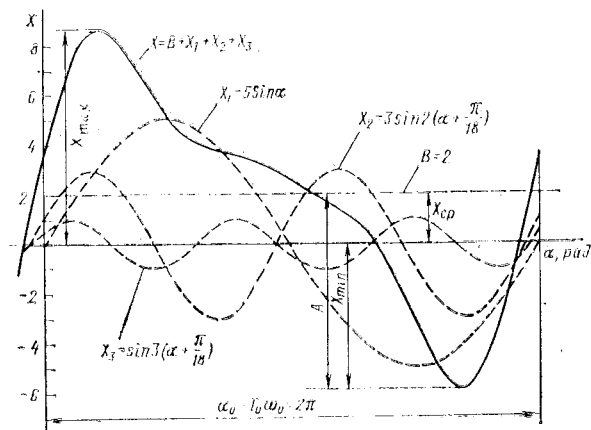


Рис. 1

Динамические нагрузки ДВС всегда проявляются в виде периодических колебаний каких-либо величин. То же самое можно сказать и о законах движения деталей двигателей. Поэтому, перед тем как приступить к изучению основного курса, необходимо вспомнить основные сведения о параметрах периодических колебаний. Эти данные помогут лучше понять физическую сущность и происхождение расчетных зависимостей изучаемой дисциплины.

В курсе «Динамика ДВС» рассматриваются только периодические колебания, представляющие собой процесс периодического изменения по какому-либо закону последующей величины X в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала (КВ) α .

В общем случае закон изменения величины X задается в графической форме (рис. 1).

Время $t = T_0$ и угол поворота КВ $\alpha = \alpha_0$, соответствующие полному циклу изменения величины X (после чего этот процесс вновь повторяется неоднократно), называются основным периодом колебаний и углом поворота КВ за период.

Тогда основная частота колебаний в герцах (Гц) f_0 будет представлять собой обратную величину T_0 , т. е.

$$f_0 = T_0^{-1}. \quad (2)$$

При изучении динамики ДВС принято считать, что коленчатый вал двигателя вращается равномерно с постоянной угловой частотой ω_0 (рад/с). В этом случае можно написать:

$$\alpha = t\omega_0. \quad (3)$$

Поскольку это соотношение справедливо и для периода $t = T_0$, то, зная α_0 (обычно $\alpha_0 = 2\pi$) и ω_0 , легко получить формулы для определения периода колебаний

$$T_0 = \frac{\alpha_0}{\omega_0} = \frac{2\pi}{\omega_0} \quad (4)$$

или частоты колебаний

$$f_0 = \frac{\omega_0}{\alpha_0} = \frac{\omega_0}{2\pi}. \quad (5)$$

При исследовании периодических колебаний в общем виде используются не только T_0 , α_0 , f_0 и ω_0 , но и параметры, характеризующие непосредственно переменную величину X . К таким параметрам относятся средняя X_{cp} , максимальная X_{max} и минимальная X_{min} величины, а также амплитуда A (см. рис. 1).

Для того чтобы определить указанные параметры с помощью экспериментальной графической зависимости периодических колебаний от времени, можно использовать следующий метод.

Сначала следует измерить на оси абсцисс длину периода l_T и умножить ее на масштаб μ_t по оси t . Тогда $T_0 = \mu_t l_T$.

Максимальная X_{max} и минимальная X_{min} величины соответствуют наибольшему $l_{X_{max}}$ и наименьшему $l_{X_{min}}$ отклонениям величины X от оси абсцисс в масштабе графика μ_x , т. е.

$$X_{max} = \mu_x l_{X_{max}};$$

$$X_{min} = \mu_x l_{X_{min}}.$$

Средняя величина X_{cp} вычисляется с помощью предварительно определенной площади $F_{гр}$ под кривой изменения X в пределах одного периода T . При определении площади $F_{гр}$ следует учитывать знак слагаемых площадок: под осью t — отрицательный, над осью t — положительный. Тогда

$$X_{cp} = \frac{F_{гр} \mu_X}{T_0} = \frac{F_{гр} \mu_X}{l_T}. \quad (6)$$

Амплитуда A соответствует максимальному отклонению кривой X от горизонтальной прямой, проведенной на расстоянии $l_{X_{cp}} = X_{cp} / \mu_X$.

Этот способ в настоящем учебном пособии, в частности, используется для определения средней тангенциальной силы (см. § 4.3.).

Для оценки периодических колебаний наряду с абсолютными применяются некоторые относительные параметры, например коэффициент асимметрии цикла

$$r = \frac{X_{min}}{X_{max}}. \quad (7)$$

В случае $X_{cp} = 0$ и $r = -1$ цикл называется симметричным, а при $X_{cp} \neq 0$ и $r \neq 1$ — асимметричным. В частном случае при $X_{min} = 0$ и $r = 0$ цикл называют пульсирующим.

К анализу периодических колебаний сил, моментов, напряжений и перемещений указанным способом обычно прибегают при исследовании усталостной прочности деталей машин.

Однако в некоторых особых случаях (например, при изучении вибрации или крутильных колебаний) такой сравнительно простой процедуры бывает недостаточно и приходится прибегать к разложению периодической кривой на простейшие гармонические колебания, т. е. выполнять гармонический анализ.

Что же такое гармонические колебания? Гармоническими называются периодические колебания, которые подчиняются синусоидальному закону. При этом синусоиду можно рассматривать как зависимость изменения проекции вектора A , вращающегося с постоянной скоростью ω вокруг центра, от угла его поворота α относительно начального положения φ (рис. 2).

Поскольку скорость вращения ω (рад/с), которую принято называть угловой частотой, постоянна, то за время t (с)

угол поворота вектора α (рад) составит $\alpha = \omega t$. Отсюда следует известная формула, характеризующая гармонические колебания:

$$X = A \sin(\alpha + \varphi) = A \sin(\omega t + \varphi). \quad (8)$$

Так как полный цикл изменения синусоиды совершается за $\alpha_0 = 2\pi$ рад, то период T и частота f гармонических колебаний должны определяться по формулам (4) и (5), куда вместо ω_0 надо подставить ω . Отсюда можно получить зависимость

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30}, \quad (9)$$

где N — частота колебаний в минуту.

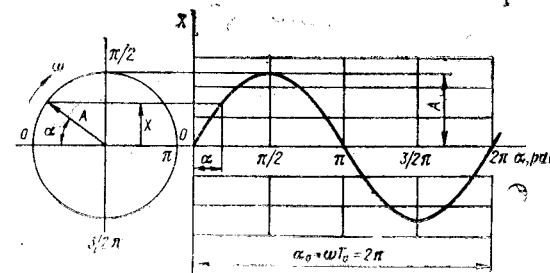


Рис. 2

Постоянный угол φ соответствует смещению синусоиды относительно начального положения ($\alpha = 0$) и называется сдвигом по фазе. При изучении гармонических колебаний одного вида величину φ можно не принимать во внимание ($\varphi = 0$), так как практическое значение имеют только параметры ω и A .

Сдвиг по фазе приходится вводить в формулу синусоиды v -го вида, если она входит в состав некоторой суммы синусоид, сдвинутых относительно друг друга по фазе. В частности, сдвиги по фазе φ , приходится учитывать при гармоническом анализе сложных периодических колебаний.

Таким образом, мы подошли к вопросу о гармоническом анализе периодических колебаний, который имеет большое значение в расчетах упругих и, в том числе, крутильных колебаний.

Из математики известно, что любую периодическую кривую можно разложить в ряд Фурье, т. е. представить ее в виде суммы бесконечного числа слагаемых членов ряда

$$X = X_{cp} + \sum_1^{\infty} X_v = X_{cp} + \sum_1^{\infty} A_v \cos(\omega_v t + \varphi_v). \quad (10)$$

Каждое слагаемое

$$X_v = A_v \cos(\omega_v t + \varphi_v), \quad (11)$$

характеризуемое собственной амплитудой A_v , угловой частотой ω_v и сдвигом по фазе φ_v , называется гармонической составляющей или просто гармоникой периодических колебаний, совершаемых с основной угловой частотой ω_0 и периодом T_0 . Обязательным условием разложения периодических колебаний в ряд Фурье является кратность периода T_0 любой v -й гармоники основному периоду T_0 . При этом отношение этих величин называется порядком колебаний ν , т. е.

$$\nu = T_0/T_v. \quad (12)$$

Иначе говоря, порядок колебаний ν -й гармоники — это число таких колебаний за основной период колебаний T_0 . Из формулы (12), кроме того, следует, что угловая частота ν -й гармоники $\omega_v = \nu\omega_0$.

На практике сумму (10) вычисляют для ограниченного числа членов ряда, достаточного для обеспечения заданной точности вычислений.

Следует отметить, что амплитуда A_v зависит от порядка колебаний. Наибольшую амплитуду имеет гармоника первого порядка при $T_1 = T_0$. С увеличением ν амплитуда A_v уменьшается и тем быстрее, чем меньше основные колебания отличаются от синусоиды. Поэтому, чем больше периодические колебания отклоняются от синусоидальной формы, тем больше слагаемых X_v необходимо принимать в расчет. Например, при разложении в ряд Фурье кривой давления газов приходится учитывать до 20—30 гармоник, а в случае рассмотрения закона ускорения движения поршня — всего две гармоники.

Процедура разложения периодических колебаний в ряд Фурье называется гармоническим анализом. Гармонический анализ периодических колебаний может выполняться различными графическими и аналитическими методами.

При изучении неравномерности вращения и неуравновешенности двигателей решается обратная задача — сложение колебаний одного вида. Если складываются несколько колебаний разных порядков, то сложение должно выполняться непосредственно по формуле (10) для ряда значений ν . Из примера сложения трех колебаний разных порядков, приведенного на рис. 1, видно, что результирующие колебания являются периодическими, но не гармоническими.

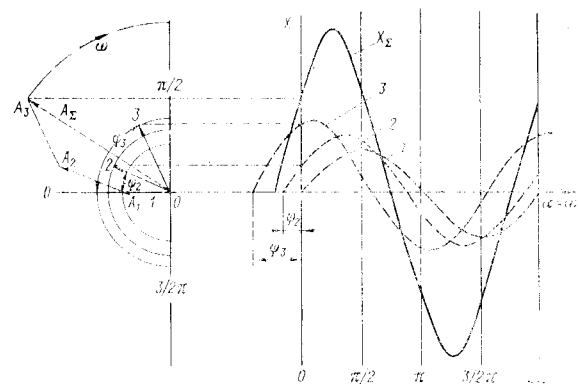


Рис. 3

Если слагаемые гармонические колебания имеют одинаковую угловую частоту, но сдвинуты относительно друг друга по фазе, то результирующие колебания обязательно будут гармоническими и будут иметь ту же самую частоту, что и составляющие колебания. Амплитуды этих колебаний определяются путем геометрического сложения векторов A_v с учетом сдвига по фазе φ_v слагаемых колебаний. Геометрическое сложение векторов может выполняться как графическим, так и аналитическим способами.

Графический способ заключается в построении силового многоугольника, как это показано на рис. 3. Для этого к концу первого вектора пристраивается второй вектор под углом φ_2 , равным сдвигу по фазе между этими векторами, затем под углом φ_3 ко второму вектору пристраивается третий, под углом φ_4 к третьему вектору — четвертый и так далее до тех пор, пока все векторы не будут использованы. После построения последнего вектора его конец соединяется с началом первого вектора отрезком, который и является

суммарной амплитудой результирующих колебаний A_z (в масштабе чертежа).

К преимуществам графического способа можно отнести наглядность определения A_z . Однако этот способ имеет низкую точность и не позволяет использовать ЭВМ в расчетах.

Этих недостатков лишен *аналитический способ*, который рекомендуется для инженерных расчетов динамики ДВС. Он основан на том, что сначала алгебраически складываются проекции векторов A_y на горизонтальную и вертикальную оси для z слагаемых. При этом вертикальная проекция любого y -го вектора составляет $A_y \cos \varphi_y$, а горизонтальная — $A_y \sin \varphi_y$. После этого суммарная амплитуда результирующих колебаний может быть определена по теореме Пифагора

$$A_z = \sqrt{\left(\sum_1^z A_y \cos \varphi_y\right)^2 + \left(\sum_1^z A_y \sin \varphi_y\right)^2}, \quad (13)$$

а сдвиг по фазе — по формуле

$$\operatorname{tg} \varphi_z = \frac{\sum_1^z A_y \sin \varphi_y}{\sum_1^z A_y \cos \varphi_y}. \quad (14)$$

В заключение покажем способ сложения сдвинутых по фазе относительно друг друга разных или одинаковых периодических колебаний, заданных в виде графической зависимости X_y от угла поворота КВ α .

Для этого необходимо в одном масштабе на общем графике изобразить все периодические кривые с учетом их сдвигов по фазе, а затем следует последовательно складывать ординаты этих кривых для ряда фиксированных значений α_i . Таким образом будут определены ординаты X_z результирующей кривой. Точность определения формы результирующей кривой зависит от числа фиксированных значений α_i , для которых рассчитывается X_z . Чем больше таких значений, тем точнее построение суммарной периодической кривой.

Сложение выполняется в табличной форме по методике, изложенной в § 3.3.

Таким способом будет определяться график движущей силы.

При сложении одинаковых периодических колебаний рекомендуется применять способ, изложенный в § 4.2.

1.2. Классификация динамических нагрузок

Как уже отмечалось, к динамическим нагрузкам относятся периодически изменяющиеся силы и моменты, возникающие при работе ДВС.

На рис. 4 приведены перечень основных динамических нагрузок КШМ и схема их взаимодействия, а также указаны возможные результаты их действия.

Рассмотрим эту схему более подробно с учетом того, что в курсе динамики ДВС принято сначала рассматривать первичные и суммарные динамические нагрузки для одного КШМ, а затем переходить к изучению суммарных нагрузок для двигателя в целом.

К первичным динамическим нагрузкам КШМ можно отнести: силы давления газов на поршень в цилиндре; силы инерции поступательно-движущихся масс (ПДМ); силы инерции неуравновешенных вращающихся масс (НВМ).

Эти силы могут оказывать непосредственное воздействие на детали цилиндра-поршневой группы ДВС. Вместе с тем, их совместное действие приводит к образованию суммарных нагрузок в КШМ.

Наибольшее практическое значение имеют такие суммарные динамические нагрузки КШМ, как движущая сила и ее составляющие: сила, действующая вдоль шатуна; нормальная сила; радиальная и тангенциальная силы.

Движущая сила приложена к поршневому пальцу и состоит из сил давления газов, силы инерции ПДМ и постоянных сил тяжести и атмосферного противодавления.

Тангенциальная сила, действующая на кривошип как на рычаг, создает еще одну динамическую нагрузку в КШМ — крутящий момент.

Аналогично возникает и другой вид динамической нагрузки, который приложен к корпусу двигателя. Он называется опрокидывающим моментом и действует в плоскости вращения кривошипа. Его возникновение связано с действием нормальной силы.

Для практики наибольшее значение имеют следующие виды суммарных динамических нагрузок двигателя: набегающий и суммарный крутящие моменты коленчатого вала; суммарный опрокидывающий момент; суммарные (остаточные) силы инерции и моменты от сил инерции двигателя.

Определение набегающих, суммарных и среднего крутящих моментов необходимо для расчета коленчатого вала на

Обеспечение необходимых показателей надежности и эргономических показателей связано либо с ограничением мощности двигателя, либо с увеличением себестоимости его изготовления. Поэтому мероприятия по учету и снижению динамических нагрузок косвенно отражаются и на других показателях качества таких, как показатели назначения или экономические и технологические показатели.

2. КОНСТРУКЦИЯ И КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

2.1. Конструктивные особенности КШМ

Закономерности формирования динамических нагрузок во многом зависят от конструкции КШМ. В общем случае КШМ состоит из шатунно-поршневых групп и кривошипа. В состав одной шатунно-поршневой группы входят поршень и шатун.

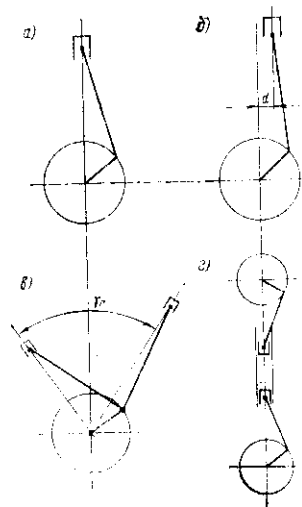


Рис. 5

В данном учебном пособии основное внимание уделяется простейшему КШМ с одной шатунно-поршневой группой, поршень которого движется по прямой, пересекающей ось вращения кривошипа (рис. 5, а). Если направление движения поршня не проходит через ось вращения кривошипа, а смещено от него в сторону на величину d , то такой КШМ называется дезаксиальным, величина d называется дезаксажем поршня (рис. 5, б).

Большое распространение в судовых и стационарных установках получили V-образные (рис. 5, в) и звездообразные двигатели. У КШМ таких двигателей к одному кривошипу присоединено несколько шатунно-поршневых групп. V-образные двигатели имеют две шатунно-поршневые группы с расположением направлений движения поршней под некоторым углом φ_p . Этот угол называется углом развала цилиндров.

V-образные двигатели бывают двух видов: с центральным присоединением шатунов и с прицепным шатуном. У центрального V-образного КШМ две одинаковые шатунно-поршневые группы присоединены к общей кривошипной шейке. V-образные КШМ с прицепным шатуном имеют основную шатунно-поршневую группу. К нижней части главного шатуна с помощью шарнира крепится прицепной шатун второй шатунно-поршневой группы.

Звездообразные КШМ могут иметь от 3 до 9 шатунно-поршневых групп. Нижние головки их шатунов шарнирно соединены с общим водилом, надетым на кривошипную шейку.

На рис. 5, г представлен КШМ двигателей с противоположно движущимися поршнями, которым присущи некоторые особенности — в одном цилиндре имеется два КШМ, расположенные на одной оси, а также два коленчатых вала — верхний и нижний, кинематически связанные общей шестерней отбора мощности. Кривошипы обоих КШМ вращаются в одной плоскости, а их поршни при этом движутся противоположно.

Движение поршней относительно внутренней мертвой точки совершается со сдвигом по фазе углов поворота верхнего и нижнего коленчатых валов для обеспечения необходимого газообмена в цилиндрах.

Основные положения динамики ДВС рассматриваются на примере простейшего центрального КШМ. Особенности кинематики и динамики других КШМ будут поясняться в соответствующих разделах учебного пособия.

2.2. Расчетная модель КШМ

В курсе динамики ДВС принято рассматривать не реальный КШМ, а эквивалентную ему расчетную модель. В частности, расчетная модель центрального КШМ состоит из поршня, шатуна АВ и кривошипа ОА (рис. 6). Кривошип и шатун изображаются в виде прямых стержней, лишенных массы. Вся масса КШМ условно распределяется на две массы, сосредоточенные в шарнирах А и В. В шарнире В помещена поступательно движущаяся масса (ПДМ), в шарнире А — неуравновешенная вращающаяся масса (НВМ).

ПДМ совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси КШМ по мере вращения кривошипа вокруг центра О. При этом шатун совершает сложное плоско-

параллельное движение, перемещаясь вверх и вниз и одновременно качаясь из стороны в сторону вокруг шарнира B . Помещенная в шарнире A НВМ движется по окружности радиусом R вокруг центра O .

Расчетная модель центрального КШМ характеризуется следующими параметрами: длина шатуна $L = AB$; радиус кривошипа $R = OA$; отношение $\lambda = \frac{R}{L}$; ход поршня $S = 2R$; масса ПДМ $m_{п}$; масса НВМ $m_{в}$.

Расчетное определение ПДМ и НВМ, эквивалентных общей массе КШМ, называется приведением масс КШМ. Следует отметить, что в инженерных расчетах принято использовать приближенные методы приведения масс, хотя в действительности динамическая модель КШМ может быть описана более сложными зависимостями. Однако практика исследования динамики ДВС показывает, что допущения, используемые в приближенных методах расчета, обеспечивают приемлемую точность результатов, а поэтому в данном учебном пособии мы ограничимся рассмотрением только приближенных способов приведения масс.

Движущиеся элементы КШМ можно условно разделить на три группы:

- 1) детали, совершающие только возвратно-поступательное движение вместе с поршнем (тело поршня, кольца и палец);
- 2) детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение (элементы шатуна);
- 3) детали, совершающие вращение вокруг оси коленчатого вала (кривошип).

Наша задача сводится к условному сосредоточению (приведению) всех поступательно-движущихся масс на оси поршневого пальца и всех неуравновешенных вращающихся масс на кривошипной шейке.

Приведение ПДМ к пальцу поршня выполняется по формуле

$$m_{п} = m_{пп} + m_{шп}, \quad (15)$$

где $m_{пп}$ — масса поршня (с кольцами и поршневым пальцем), кг; $m_{шп}$ — масса верхней части шатуна, кг.

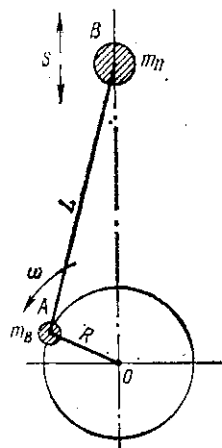


Рис. 6

Масса верхней части шатуна $m_{шп}$, которая условно совершает только поступательное движение вместе с поршнем, обычно составляет 0,3—0,4 от общей массы шатуна $m_{ш}$. Масса нижней части шатуна $m_{шв}$ с достаточной для практики точностью считается сосредоточенной на кривошипной шейке, которая совершает только вращательное движение. Массу $m_{шв}$ можно принимать равной $(0,6—0,7)m_{ш}$.

Указанное распределение массы шатуна по поступательно-движущимся и вращающимся массам основано на предположении, что в любой момент времени соблюдается равенство моментов (рис. 7)

$$m_{шв}L_2 = m_{шп}L_1,$$

где L_2 — расстояние от центра тяжести шатуна C до оси нижней головки шатуна A ; L_1 — расстояние от центра тяжести шатуна до оси верхней головки B .

Следовательно, отношение $m_{шп}/m_{шв}$ обратно пропорционально отношению L_1/L_2 , которое обычно составляет 1,5—2,0, откуда и следуют приведенные выше отношения $m_{шп}$ и $m_{шв}$ к $m_{ш}$.

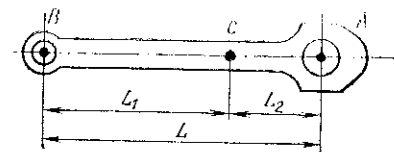


Рис. 7

Кроме массы нижней части шатуна $m_{шв}$, в состав НВМ входят приведенные к радиусу кривошипа масса шатунной шейки $m_{к}$ и масса двух щек $m_{щ}$. При наличии противовесов их масса $m_{пр}$ также должна учитываться при расчете $m_{в}$. Масса коренных щек коленчатого вала не включается в состав НВМ, поскольку она равномерно распределена вокруг оси вращения и не создает момента от сил инерции.

Приведение масс щек и противовесов выполняется исходя из условия равенства моментов от сил инерции, возникающих при вращении с угловой скоростью ω реальной массы m и условной массы m' . При этом учитывается расстояние ρ от центра вращения O до центра тяжести рассматриваемого тела (щек или противовесов). Тогда $m\rho\omega^2 = m'R\omega^2$, откуда следует $m' = m\rho/R$.

В итоге формула для расчета НВМ принимает вид:

$$m_{в} = m_{к} + 2 \frac{\rho_{щ}}{R} m_{щ} + m_{шв} - n m_{пр} \frac{\rho_{пр}}{R} \cos \alpha_{пр}, \quad (16)$$

где n — число противовесов на одном колене (один или два); $\rho_{щ}$ и $\rho_{пр}$ — расстояния от оси вращения до центра тяжести щек и противовесов; $\alpha_{пр}$ — угол между кривошипом и прямой,

проходящей из центра вращения через центр тяжести противовеса.

Радиус кривошипа R и длина шатуна L являются конструктивными параметрами КШМ, которые принимаются по данным технической документации на двигатель.

Таким образом можно в первом приближении оценить приведенные массы КШМ.

2.3. Кинематика центрального КШМ

Кинематика КШМ изучает законы движения элементов кривошипно-шатунного механизма в зависимости от угла поворота коленчатого вала α . При изучении динамики ДВС принято считать, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой частотой ω . По мере вращения кривошипа с этой скоростью происходит движение всех элементов КШМ.

Рассмотрим параметры, которыми характеризуется движение элементов КШМ (рис. 8): α — угол поворота кривошипа относительно ВМТ; β — угол отклонения шатуна от нейтрального положения; $S_{\text{п}}$ — перемещение поршня относительно ВМТ; $v_{\text{п}}$ — скорость движения ПДМ; $v_{\text{в}}$ — скорость движения НВМ по окружности радиуса R ; $a_{\text{п}}$ — ускорение ПДМ; $a_{\text{в}}$ — центростремительное ускорение НВМ.

При изменении угла α все остальные параметры периодически изменяются в соответствии с законами кинематики простейшего трехзвенного механизма.

Поскольку угловая частота кривошипа является постоянной величиной, то линейная скорость НВМ также постоянна

$$v_{\text{в}} = R\omega. \quad (17)$$

Эта скорость направлена по касательной к окружности, но все время меняет свое направление, что приводит к возникновению центростремительного ускорения НВМ

$$a_{\text{в}} = \frac{v_{\text{в}}^2}{R} = R\omega^2. \quad (18)$$

Для обоснования других формул кинематики КШМ необходимо учитывать зависимость угла отклонения шатуна β от угла поворота кривошипа α . Из треугольника ОАВ на рис. 8 с помощью теоремы синусов находим $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$. Тогда

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (19)$$

Как известно из математики, эту функцию можно разложить в биномиальный ряд Ньютона

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \alpha - \frac{\lambda^6}{16} \sin^6 \alpha - \dots$$

Но ввиду того что величина λ составляет малую величину (всего 0,22—0,28), члены ряда, находящиеся на третьем и последующих местах, становятся столь малыми, что их можно отбросить и не учитывать в расчете. Поэтому допустимо считать, что

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha. \quad (20)$$

Точная формула для расчета перемещения поршня вытекает непосредственно из чертежа (см. рис. 8)

$$\begin{aligned} S_{\text{п}} &= L + R - \{R \cos \alpha + L \cos \beta\} = \\ &= R \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right]. \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом обоснованной выше зависимости (20) формулу (21) можно привести к более простому виду за счет исключения из нее угла β

$$\begin{aligned} S_{\text{п}} &= R \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) = \\ &= R \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right]. \end{aligned} \quad (22)$$

Эта формула является приближенной. Однако для инженерных расчетов она имеет приемлемую точность и практически не отличается от точной функции (21).

Дифференцируя выражения (21) и (22) по времени и учитывая, что $\alpha = \omega t$, можно получить точную и приближенную формулы для скорости и ускорения ПДМ:

$$v_{\text{п}} = \frac{dS_{\text{п}}}{dt} = R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \approx R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (23)$$

$$\begin{aligned} a_{\text{п}} &= \frac{dv_{\text{п}}}{dt} = R\omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right] \approx \\ &\approx R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \end{aligned} \quad (24)$$

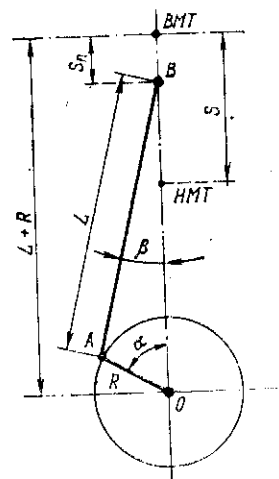


Рис. 8

Для дальнейшего изучения динамики ДВС наибольшее значение имеют функции перемещения поршня и ускорений НВМ и ПДМ от α .

Формула (22) необходима для преобразования зависимости динамических нагрузок от хода поршня в их зависимость от угла поворота коленчатого вала. С этой целью, решая уравнение (22) относительно $\cos \alpha$, можно получить следующую формулу:

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - \frac{4}{\lambda} \frac{S_n}{S}} - \frac{1}{\lambda} = \\ &= \frac{1}{\lambda} \left(\sqrt{(1+\lambda^2) - 4\lambda \frac{S_n}{S}} - 1 \right). \end{aligned} \quad (25)$$

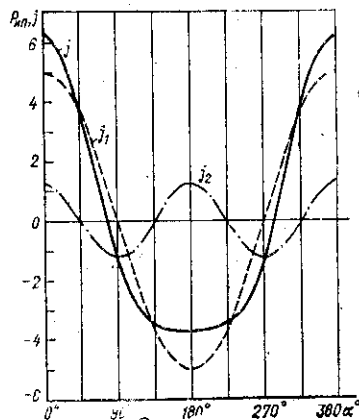


Рис. 9

Формулы для расчета ускорений НВМ и ПДМ особенно важны для изучения динамики ДВС потому, что силы инерции равны произведению массы на ускорение. В этой связи следует обратить внимание на то, что функция ускорения (24) является периодической, и ее можно разложить на две гармонические составляющие:

первого порядка

$$\begin{aligned} j_1 &= a_{п1} = R\omega^2 \cos \alpha = \\ &= R\omega^2 \cos \omega t, \end{aligned} \quad (26)$$

и второго порядка

$$\begin{aligned} j_2 &= a_{п2} = R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha = \\ &= R\omega^2 \lambda \cos 2\omega t. \end{aligned} \quad (27)$$

Это иллюстрируется на рис. 9 графической зависимостью ускорения ПДМ от угла поворота коленчатого вала

$$j = a_{п} = a_{п1} + a_{п2}. \quad (28)$$

Основной период изменения ускорения ПДМ равен 2π , рад. Тот же период имеет и ускорение первого порядка, а период изменения ускорения второго порядка $a_{п2}$ в два раза меньше и составляет π , рад. Это значит, что за один период результирующих колебаний совершается два колебания ускорения второго порядка. Отношение амплитуд ускорений первого и

второго порядков равно λ , так как $a_{п2}/a_{п1} = R\omega^2 \lambda / R\omega^2 = \lambda$. У современных дизелей отношение $\lambda = 0,22-0,28$ (в среднем 0,25). Следовательно, амплитуда ускорения первого порядка примерно в четыре раза больше амплитуды ускорения второго порядка.

Кроме аналитического, в литературе приводится графический способ построения функции ускорения ПДМ (метод Толле), который мы рассмотрим при определении движущей силы КШМ.

3. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ КШМ

3.1. Единицы измерения динамических нагрузок

При изучении динамики ДВС могут применяться абсолютные, удельные и относительные единицы измерения динамических нагрузок.

Сначала рассмотрим абсолютные единицы измерения. Напомним, что в системе СИ сила измеряется в ньютонах (Н), при этом $1 \text{ Н} = 10^2 \text{ кгс}$. Соответственно для измерения момента используется $1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 10^2 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 10,2 \text{ кгс} \cdot \text{см}$.

Большое распространение в литературе по динамике ДВС получили удельные динамические нагрузки. Например, давление газов в цилиндрах измеряется в мегапаскалях (МПа). Как известно, $1 \text{ МПа} = 0,102 \text{ кгс/см}^2$.

Для удобства совместного анализа различных динамических нагрузок КШМ в расчетах принято использовать условные удельные силы, которые также измеряются в мегапаскалях. Например, наряду с давлением газов в цилиндре можно применить удельные силы инерции ПДМ и НВМ, удельную силу тяжести, атмосферное давление и др. Для получения этих удельных величин p достаточно соответствующую абсолютную величину P разделить на площадь поршня двигателя $F_{п}$

$$p = \frac{P}{F_{п}} \cdot 10^6. \quad (29)$$

Удельные моменты можно определить по формуле

$$m_{уд} = pL_y,$$

где L_y — плечо, на которое воздействует рассматриваемая удельная сила, м.

Очевидно, что для перехода к абсолютной системе достаточно удельную нагрузку умножить на площадь поршня.

Применение относительных (безразмерных) динамических нагрузок впервые было предложено проф. Сегалем В. Ф. [4]. В этом случае за единицу измерения принимается какая-либо характерная сила, например максимальная сила давления газов в цилиндрах P_z . Тогда для определения относительной силы \bar{P} достаточно ее абсолютное значение P разделить на единицу измерения P_z

$$\bar{P} = \frac{P}{P_z}. \quad (30)$$

Полученная таким образом величина является безразмерной.

Сравнивая способы измерения динамических нагрузок, можно отметить, что абсолютные единицы наилучшим образом отражают физическую сущность исследуемых динамических нагрузок. Однако в этом случае приходится иметь дело с неконтролируемым и широким диапазоном изменения абсолютных величин при рассмотрении различных типов дизелей. Это затрудняет сравнение результатов динамических расчетов.

Способ измерения динамических нагрузок в относительных единицах такими недостатками не обладает, так как размеры и другие параметры дизеля не приводят к большому разбросу значений относительных динамических нагрузок, и поэтому он эффективен для сравнения динамики двигателей различных типов и анализа влияния их конструктивных особенностей на развитие динамических нагрузок.

Существенным недостатком относительных единиц измерения является то, что они «маскируют» физическую сущность изучаемых явлений и, следовательно, усложняют понимание предмета исследования.

С внедрением ЭВМ в практику расчетов пропадает еще одно преимущество безразмерного метода — наличие большого количества справочных таблиц с безразмерными коэффициентами, облегчающих расчеты с помощью логарифмической линейки.

По указанным причинам в этом учебном пособии метод относительных единиц измерения не применяется. При необходимости применения этого способа рекомендуем обратиться к работе [4].

Удельные единицы измерения динамических нагрузок наглядно иллюстрируют физическую сущность исследуемых нагрузок, при этом возможное изменение их величин ограничено сравнительно узким диапазоном. Например, удельные силы для любых ДВС не превышают 15—20 МПа.

В заключение этого параграфа приводится табл. 1, где представлены единицы измерения, применяемые в динамических расчетах с учетом Международной системы СИ. Там же даны соотношения этих единиц с ранее применяемыми системами измерения.

3.2. Первичные динамические нагрузки

Как уже указывалось, к первичным динамическим нагрузкам КШМ относятся силы инерции НВМ и ПДМ, сила давления газов, сила тяжести ПДМ и сила атмосферного противодействия.

Сила инерции НВМ. Она приложена к кривошипной шейке и направлена от центра вращения вдоль кривошипа. Поскольку сила инерции равна произведению массы тела на приложенное к нему ускорение, то с учетом формулы (18) получаем

$$P_{ив} = -m_B a_B = -m_B R \omega^2. \quad (31)$$

Однако из-за сопротивления опоры O эта постоянная по величине сила может быть разложена на вертикальную и горизонтальную составляющие, которые создают периодические колебания (вибрацию) двигателя в тех же направлениях (рис. 10). Вертикальная составляющая силы инерции НВМ

$$P_{ивв} = P_{ив} \cos \alpha, \quad (32)$$

а ее горизонтальная составляющая

$$P_{ивг} = P_{ив} \sin \alpha. \quad (33)$$

Эти формулы показывают, что сила инерции НВМ создает чистые гармонические колебания двигателя только первого порядка.

В связи с возникновением указанных составляющих силы инерции НВМ рассматриваются как возможные причины внешней и внутренней неуравновешенностей двигателя (см. главу 6). Эти силы НВМ влияют также на напряжения в коленах коленчатого вала, так как создают растягивающие на-

Единицы измерения физических величин

Наименование величины	Наименование единицы измерения	Обозначение единицы	Размерность	Соотношение с другими единицами
Масса	килограмм	кг	кг	
Сила	ньютон	Н	кг·м/с ²	1 Н = 0,102 кгс
Момент силы	ньютон на метр	Н·м	Н·м	1 Н·м = 0,102 кгс·м = 10,2 кгс·см
Работа	джоуль	Дж	Н·м	1 Дж = 0,102 кгс·м
Мощность	ватт, киловатт	Вт, кВт	Дж/с	1 л. с. = 736 Вт = 0,736 кВт
Момент инерции	килограмм на метр в квадрате	кг·м ²	кг·м ²	1 кг·м ² = 0,102 кгс·м·с ² =
Давление, удельная сила	паскаль, мегапаскаль	Па, МПа	Н/м ²	= 10,2 кгс·см·с ⁻² 1 МПа = 0,102 кгс/см ²

пряжения в щеках и напряжения сдвига в шатунной шейке. Кроме того, сила инерции вращающейся части шатуна участвует в создании динамической нагрузки на шатунный подшипник.

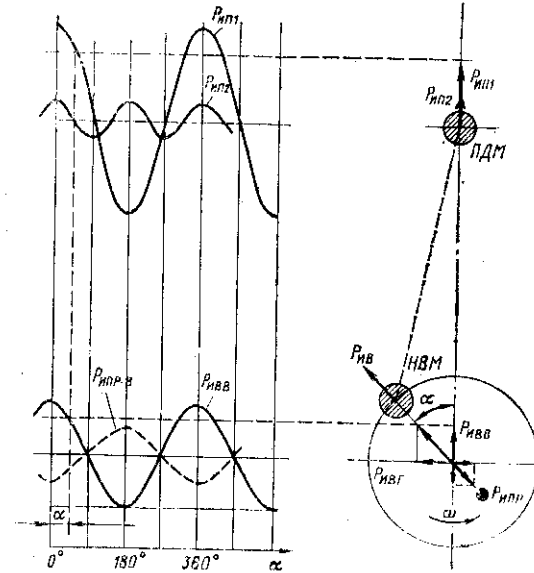


Рис. 10

Для определения силы инерции НВМ необходимо предварительно рассчитать массу m_b по рекомендациям главы 2.

Сила инерции ПДМ. Она приложена к поршневому пальцу, действует только в вертикальном направлении (т. е. по линии движения поршня) и определяется по формуле

$$P_{инп} = -m_p R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (34)$$

Так же как и ускорение ПДМ, сила инерции изменяется по закону негармонических периодических колебаний, которые, однако, мало отличаются от синусоиды (см. рис. 10). Поэтому при разложении в ряд Фурье здесь достаточно учитывать только две гармоники:

$$P_{инп1} = -m_p R \omega^2, \quad (35)$$

и второго порядка

$$P_{\text{ин2}} = -m_{\text{п}}R\omega^2\lambda. \quad (36)$$

Разложение периодической функции (34) приходится выполнять при изучении неуравновешенности ДВС. В частности, эти силы создают вертикальную вибрацию одноцилиндрового ДВС первого и второго порядков, в многоцилиндровом двигателе они могут оказаться полностью уравновешенными.

Заметное влияние оказывает сила инерции ПДМ на формирование периодически изменяющейся движущей силы и ее геометрических составляющих (нормальная, тангенциальная и радиальная силы, сила, действующая вдоль шатуна). При расчете движущей силы функция $P_{\text{ин}}$ может быть рассчитана непосредственно по формуле (34) или определена графическим способом (методом Толле), который будет показан в § 3.3.

Метод Толле применяется при рассмотрении зависимости $P_{\text{ин}}$ от хода поршня. Переход к зависимости силы инерции ПДМ от угла поворота КВ должен выполняться либо по формуле (25), либо по методу проф. Брикса. Эти методы будут рассмотрены подробнее при определении движущей силы.

Сила давления газов. Сила давления газов является наиболее существенной динамической нагрузкой в КШМ.

Как известно из курса теории рабочего процесса, сила давления газов периодически изменяется в соответствии с индикаторной диаграммой. Для динамических расчетов индикаторная диаграмма должна быть специально перестроена с учетом того, что за начало отсчета принимается верхняя мертвая точка (ВМТ).

Сила давления газов является основной составляющей движущей силы, приложенной к поршневому пальцу. Поэтому она оказывает существенное влияние на величину нормальной, тангенциальной и радиальной сил, а также крутящего и опрокидывающего моментов.

Интересно отметить, что в отличие от силы инерции ПДМ сила давления газов не вызывает вибрации корпуса двигателя как абсолютно твердого тела, так как давление газов одинаково воздействует на поршень и крышку цилиндра и не создает неуравновешенной силы, которая могла бы вызвать перемещение корпуса двигателя. С другой стороны, сила давления газов приводит к периодическому растяжению корпуса, крышек цилиндров и анкерных связей

двигателя. Поэтому она должна учитываться при расчете прочности этих и других деталей. В частности, сила давления газов создает существенные напряжения в днище поршня и цилиндровой крышке в условиях действия высоких температур.

Кроме перечисленных, некоторое влияние на формирование суммарных динамических нагрузок оказывают постоянные первичные нагрузки — сила тяжести ПДМ $P_{\text{г}}$ и сила атмосферного давления $P_{\text{о}}$, которая приложена к поршню со стороны картера. Следует отметить, что у высокооборотных дизелей сила $P_{\text{г}}$ обычно значительно меньше остальных составляющих движущей силы и ею можно пренебречь.

3.3. Движущая сила и ее определение

Теперь приступим к рассмотрению основного вида суммарной динамической нагрузки КШМ — движущей силы

(рис. 11). В общем случае в состав движущей силы входят сила давления газов $P_{\text{г}}$, сила инерции ПДМ $P_{\text{ин}}$, сила тяжести $P_{\text{г}}$ и сила атмосферного противодавления $P_{\text{о}}$. Эти силы считаются приложенными к поршневому пальцу и действуют в направлении движения поршня.

В каждый момент времени, т. е. при любом угле поворота КВ, движущая сила равна геометрической сумме указанных сил, т. е.

$$P_{\text{д}} = P_{\text{г}} + P_{\text{ин}} + P_{\text{в}} - P_{\text{о}}. \quad (37)$$

Еще раз напомним, что изменение суммарной движущей силы представляет собой периодические колебания. Период этих колебаний соответствует одному обороту КВ (т. е. равен 2π рад) у двухтактных двигателей и двум оборотам коленчатого вала (т. е. 4π рад) — у четырехтактных, это вызвано тем, что с такими же периодами изменяется сила давления газов. Сила инерции ПДМ имеет период изменения, рав-

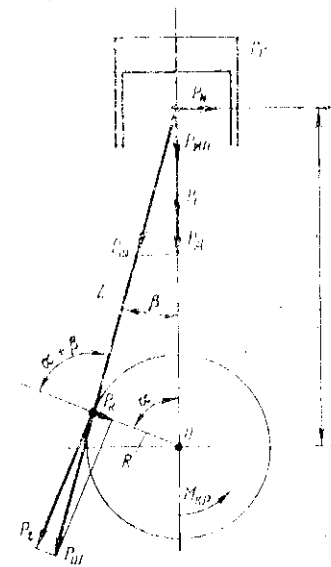


Рис. 11

ный 2π рад, поэтому у двухтактных двигателей этот период равен периоду основного колебания (2π рад), а у четырехтактного двигателя за один основной период колебаний движущей силы совершается два колебания силы инерции ПДМ.

Как указывалось раньше, движущую силу и ее составляющие целесообразно рассматривать в удельных единицах измерения. Для этого указанные силы следует разделить на площадь поршня F_{Π}

$$F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (38)$$

где D — диаметр поршня, м.

Тогда удельная движущая сила

$$p_d = \frac{P_d}{F_{\Pi}} = p_{\Gamma} - p_o + \left(\frac{P_v}{F_{\Pi}} + \frac{P_{ин}}{F_{\Pi}} \right) = p_{\Gamma} - p_o + p_v + p_{ин}, \quad (39)$$

где p_{Γ} , $p_{ин}$, p_v и p_o — давление газов в цилиндре, удельная сила инерции ПДМ, удельная сила тяжести ПДМ и атмосферное противодействие, МПа.

Для лучшего усвоения материала темы рассмотрим способы расчета движущей силы на конкретном примере, который будет полезным и при выполнении контрольных работ по курсу.

Отметим, что определение движущей силы является первым этапом исследования динамики ДВС с целью расчета нормальной, радиальной и тангенциальной сил, набегающих и суммарного крутящих моментов, опрокидывающего момента, неравномерности вращения коленчатого вала и основных размеров маховика.

Решение задачи следует начинать с выбора исходных данных, к которым относятся характеристики двигателя, параметры рабочего процесса, масса КШМ и масштабы изображения динамических нагрузок. К основным характеристикам двигателя следует отнести ход поршня S (м), радиус кривошипа R (м), диаметр цилиндра D (м), частоту вращения КВ n (об/мин) и соответствующую ей угловую частоту

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (40)$$

а также отношение $\lambda = R/L$.

К параметрам рабочего процесса, которые должны определяться при исследовании теории ДВС относятся: давление сгорания p_z (МПа), степень сжатия ϵ , степень предваритель-

ного расширения ρ , степень повышения давления λ_p , показатели политроп сжатия n_1 и расширения n_2 . Кроме того для контроля расчета следует знать среднее ~~квадратичное~~ давление $P_{i, ср}$ (МПа).

Массы КШМ определяются по рекомендациям главы 2 и рабочей документацией на двигатель. Если студент не располагает такой документацией, то в первом приближении можно воспользоваться данными проф. В. Ф. Сегалья о величине $A_{и}$

$$A_{и} = \frac{P_{и, н1}}{P_z} = \frac{P_{и, н1}}{P_z}. \quad (41)$$

В большинстве случаев величина $A_{и}$ не выходит за пределы диапазона от 0,1 до 0,25. При этом меньшие значения относятся к высокооборотным и среднеоборотным ДВС, а большие — к малооборотным и дизелям. Тогда с помощью известных значений p_z и $A_{и}$ можно вычислить вероятную величину удельной силы инерции ПДМ первого порядка

$$p_{ин1} = A_{и} p_z, \quad (42)$$

а затем найти массу, силу тяжести и удельную силу тяжести ПДМ по формулам

$$m_{\Pi} = \frac{F_{\Pi} p_{и, н1}}{R \omega^2} \cdot 10^6 = A_{и} \frac{F_{\Pi} p_z}{R \omega^2} \cdot 10^6; \quad (43)$$

$$P_v = g m_{\Pi} = 9,81 m_{\Pi}; \quad (44)$$

$$p_v = P_v \cdot 10^{-6} / F_{\Pi}. \quad (45)$$

Важное значение для упрощения расчетов динамических нагрузок имеет выбор масштабов по оси удельных сил (ордината графика) и оси перемещения поршня или угла поворота КВ (абсцисса графика). Эту задачу рекомендуется решать следующим образом. Сначала необходимо выбрать удобные для построения размеры графика. Например, максимальное давление цикла p_z изображается отрезком $l_{Pz} = 240$ мм, а ход поршня S и соответствующий ему поворот КВ на π рад — $l_{Sa} = 300$ мм. Отсюда легко найти масштабы графика:

$$\mu_P = \frac{p_z}{l_{Pz}}, \quad (46)$$

по оси перемещения поршня

$$\mu_S = \frac{S}{l_{Sa}}, \quad (47)$$

по оси угла поворота КВ

$$\mu_{\alpha} = \frac{180^{\circ}}{l_{\alpha a}} \quad (48)$$

В нашем примере применены следующие исходные данные. Характеристики двигателя: $S = 0,22$ м; $R = 0,11$ м; $D = 0,18$ м; $n = 1000$ об/мин.; $\omega = 104,72$ град/с; $\lambda = 0,25$; $F_{\Pi} = 0,0254469$ м². Параметры рабочего процесса: $p_z = 9$ МПа, $\epsilon = 14$, $\rho = 1,5$, $\lambda_p = 1,5$, $n_1 = 1,35$, $n_2 = 1,2$.

Для оценки m_{Π} полагаем, что $A_{\Pi} = 0,25$. Тогда

$$m_{\Pi} = \frac{A_{\Pi} F_{\Pi} p_z \cdot 10^6}{R \omega^2} = \frac{0,25 \cdot 0,0254469 \cdot 9 \cdot 10^6}{0,11 \cdot 104,72^2} = 47,46 \text{ кг};$$

$$P_B = 9,81 m_{\Pi} = 9,81 \cdot 47,46 = 465,62 \text{ Н};$$

$$p_B = \frac{P_B \cdot 10^{-6}}{F_{\Pi}} = \frac{465,62 \cdot 10^{-6}}{0,0254469} = 0,0183 \text{ МПа}.$$

В заключение подготовки исходных данных определяем масштабы чертежа:

$$\mu_P = \frac{9}{240} = 0,0375 \text{ МПа/мм}, \quad \mu_S = \frac{0,22}{300} = 7,33 \cdot 10^{-4} \text{ м/мм},$$

$$\mu_{\alpha} = \frac{180}{300} = 0,6 \text{ град/мм}.$$

Весь процесс определения движущей силы можно разделить на три этапа:

- 1) определение составляющих движущей силы в зависимости от хода поршня и построение графиков;
- 2) замена координат хода поршня координатами угла поворота коленчатого вала;
- 3) суммирование составляющих движущей силы.

Все расчетные операции целесообразно выполнять применительно к изображениям величин на графике, т. е. силы по оси ординат и перемещения по оси абсцисс должны измеряться в миллиметрах чертежа. В заключение расчета конечные результаты следует перевести в соответствующие размерности с помощью масштабов графика. Задачу можно решать графическим или аналитическим способом.

Графический способ. Первый этап — построение индикаторной диаграммы (рис. 12). Для этого необходимо отложить крайние точки индикаторной диаграммы, соответствующие максимальному давлению p_z и ходу поршня S , т. е. $l_{P_z} = 240$ мм и $l_{S_a} = 300$ мм.

Далее находим характерные точки индикаторной диаграммы. При $l_S = l_{S_a}$ определяем два значения l_P , соответствующие давлению в начале сжатия a (точка a)

$$l_{P_a} = l_{P_z} \frac{1}{\lambda_p \epsilon^{n_1}} = 240 \frac{1}{1,5 \cdot 14^{1,35}} = 4,54, \text{ мм} \quad (49)$$

и давлению в конце расширения b (точка b)

$$l_{P_b} = l_{P_z} \left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{n_2} = 240 \left(\frac{1,5}{14}\right)^{1,2} = 16,4, \text{ мм}. \quad (50)$$

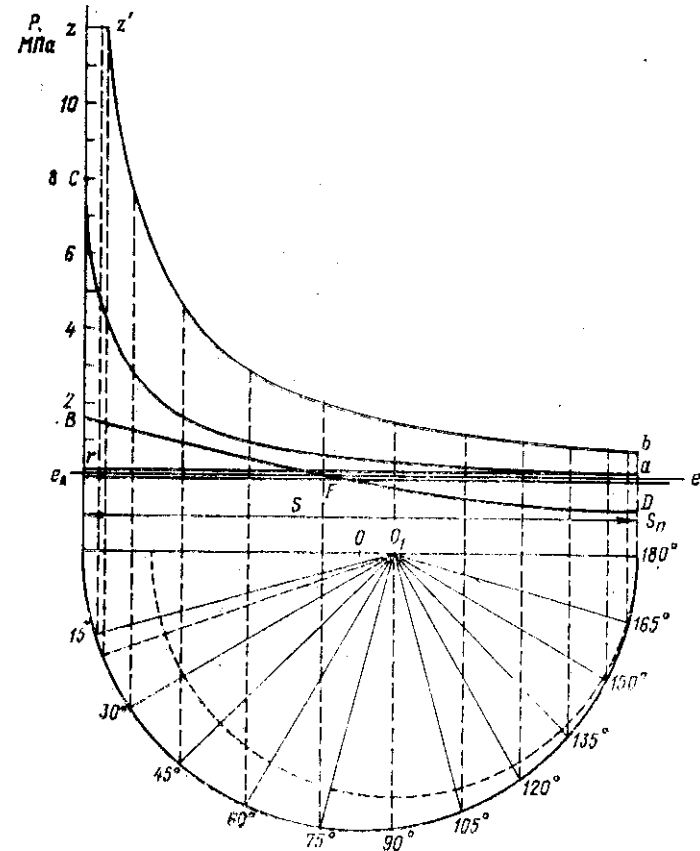


Рис. 12

Для $l_S = 0$ на оси ординат также находим две точки, соответствующие максимальному давлению p_z

$$l_P = l_{P_z} = 240 \text{ мм}$$

и давлению в конце сжатия

$$l_{P_c} = \frac{l_{P_z}}{\lambda_P} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ мм.} \quad (51)$$

Для ординаты, соответствующей давлению p_z , находим еще одну точку z' , соответствующую объему последующего расширения газов на расстоянии

$$l_{S_z} = l_{S_a} \frac{\rho - 1}{\epsilon - 1}. \quad (52)$$

После построения указанных фиксированных точек остается вычислить координаты политроп сжатия и расширения в зависимости от отношения текущего V и максимального V_a объемов газов в цилиндре. Ординаты политропы сжатия

$$l_{P_{сж}} = l_{P_a} \left(\frac{V}{V_a} \right)^{-n_1} \quad (53)$$

в пределах изменения l_S от 0 до $l_{S_a} = 300$ мм, политропы расширения

$$l_{P_{рас}} = l_{P_b} \left(\frac{V}{V_a} \right)^{-n_2} \quad (54)$$

в пределах l_S от l_{S_z} до l_{S_a} .

Прежде чем определить соответствующую точку политропы необходимо найти отношение V/V_a , что можно сделать по формуле:

$$\frac{V}{V_a} = \frac{l_S}{l_{S_a}} \left(1 - \frac{1}{\epsilon} \right) + \frac{1}{\epsilon} = \frac{l_S}{l_{S_a}} \cdot \frac{13}{14} + \frac{1}{14}. \quad (55)$$

Расчет удобно вести в табличной форме (табл. 2) при выбранном шаге Δl_S , например $\Delta l_S = 30$ мм. По данным этой таблицы строятся политропы сжатия и расширения. В заключение необходимо через точку a провести отрезок ar , который будет изображать одновременно линии выпуска и впуска рабочего процесса.

После построения индикаторной диаграммы строятся кривые сил инерции, причем для упрощения графического сложения составляющих движущей силы необходимо учесть постоянные составляющие p_0 и p_b . Обычно при исследовании

высокооборотных двигателей силой p_b пренебрегают, ввиду ее малости. Сложение силы p_0 производится за счет перемещения вверх оси абсцисс ee на расстояние $l_{P_0} = p_0/\mu_P = = 0,1/0,0375 = 2,67$ мм.

Таблица 2

Результаты вычисления координат политроп расширения и сжатия

l_S	l_S/l_{S_a}	V/V_a	$l_{P_{сж}}$, мм	$l_{P_{рас}}$, мм
0	0	$7,14 \cdot 10^{-2}$	160	—
11,54	0,385	0,107	92,55	240
30	0,1	0,1647	52	143
60	0,2	0,257	28,4	83,94
90	0,3	0,350	18,73	58
120	0,4	0,443	13,69	43,72
150	0,5	0,535	10,54	55,79
180	0,6	0,629	8,5	28,72
210	0,7	0,721	7,055	24,34
240	0,8	0,814	5,99	21,05
270	0,9	0,907	5,18	18,49
300	1,0	1,000	4,54	16,45

Затем относительно этой новой оси выполняется построение зеркального изображения кривой силы инерции $p_{ин}$ (т. е. производится графическое изменение знака сил инерции).

Построение кривой $p_{ин}$ можно выполнять непосредственно по формуле (34) с учетом формулы (25) для вычисления $\cos \alpha$ по данным об относительном перемещении поршня $S_{п}/S$.

В инженерной практике также применяется графический способ Толле, который заключается в следующем. Определяют амплитуду удельной силы инерции первого порядка в масштабе чертежа

$$l_{P_{ин1}} = \frac{m_{п1} R \omega \cdot 10^{-6}}{F_{п1} \mu_P} = \frac{47,46 \cdot 0,11 \cdot 104,72^2 \cdot 10^{-6}}{0,02545 \cdot 0,0375} = 60 \text{ мм,} \quad (56)$$

Для $l_S = 0$ на оси ординат также находим две точки, соответствующие максимальному давлению p_z

$$l_P = l_{P_z} = 240 \text{ мм}$$

и давлению в конце сжатия

$$l_{P_c} = \frac{l_{P_z}}{\lambda_P} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ мм.} \quad (51)$$

Для ординаты, соответствующей давлению p_z , находим еще одну точку z' , соответствующую объему последующего расширения газов на расстоянии

$$l_{S_z} = l_{S_a} \frac{\rho - 1}{\epsilon - 1}. \quad (52)$$

После построения указанных фиксированных точек остается вычислить координаты политроп сжатия и расширения в зависимости от отношения текущего V и максимального V_a объемов газов в цилиндре. Ординаты политропы сжатия

$$l_{P_{сж}} = l_{P_a} \left(\frac{V}{V_a} \right)^{-n_1} \quad (53)$$

в пределах изменения l_S от 0 до $l_{S_a} = 300$ мм, политропы расширения

$$l_{P_{рас}} = l_{P_b} \left(\frac{V}{V_a} \right)^{-n_2} \quad (54)$$

в пределах l_S от l_{S_z} до l_{S_a} .

Прежде чем определить соответствующую точку политропы необходимо найти отношение V/V_a , что можно сделать по формуле:

$$\frac{V}{V_a} = \frac{l_S}{l_{S_a}} \left(1 - \frac{1}{\epsilon} \right) + \frac{1}{\epsilon} = \frac{l_S}{l_{S_a}} \cdot \frac{13}{14} + \frac{1}{14}. \quad (55)$$

Расчет удобно вести в табличной форме (табл. 2) при выбранном шаге Δl_S , например $\Delta l_S = 30$ мм. По данным этой таблицы строятся политропы сжатия и расширения. В заключение необходимо через точку a провести отрезок ar , который будет изображать одновременно линии выпуска и впуска рабочего процесса.

После построения индикаторной диаграммы строятся кривые сил инерции, причем для упрощения графического сложения составляющих движущей силы необходимо учесть постоянные составляющие p_o и p_b . Обычно при исследовании

высокооборотных двигателей силой p_b пренебрегают, ввиду ее малости. Сложение силы p_o производится за счет перемещения вверх оси абсцисс ee на расстояние $l_{P_o} = p_o/\mu_P = = 0,1/0,0375 = 2,67$ мм.

Таблица 2

Результаты вычисления координат политроп расширения и сжатия

l_S	l_S/l_{S_a}	V/V_a	$l_{P_{сж}}$, мм	$l_{P_{рас}}$, мм
0	0	$7,14 \cdot 10^{-2}$	160	—
11,54	0,385	0,107	92,55	240
30	0,1	0,1647	52	143
60	0,2	0,257	28,4	83,94
90	0,3	0,350	18,73	58
120	0,4	0,443	13,69	43,72
150	0,5	0,535	10,54	55,79
180	0,6	0,629	8,5	28,72
210	0,7	0,721	7,055	24,34
240	0,8	0,814	5,99	21,06
270	0,9	0,907	5,18	18,49
300	1,0	1,000	4,54	16,45

Затем относительно этой новой оси выполняется построение зеркального изображения кривой силы инерции $p_{инт}$ (т. е. производится графическое изменение знака сил инерции).

Построение кривой $p_{инт}$ можно выполнять непосредственно по формуле (34) с учетом формулы (25) для вычисления $\cos \alpha$ по данным об относительном перемещении поршня S_n/S .

В инженерной практике также применяется графический способ Толле, который заключается в следующем. Определяют амплитуду удельной силы инерции первого порядка в масштабе чертежа

$$l_{P_{инт}} = \frac{m_n R \omega \cdot 10^{-6}}{F_n \mu_P} = \frac{47,46 \cdot 0,11 \cdot 104,72^2 \cdot 10^{-6}}{0,02545 \cdot 0,0375} = 60 \text{ мм.} \quad (56)$$

что соответствует $p_{ин1} = 2,25$ МПа. Затем вычисляются максимальная и минимальная ординаты сил инерции:

$$l_{P_{ин\ max}} = l_{P_{ин1}} (1 + \lambda) = 60 (1 + 0,25) = 75 \text{ мм}, \quad (57)$$

$$l_{P_{ин\ min}} = l_{P_{ин1}} (1 - \lambda) = 60 (1 - 0,25) = 45 \text{ мм} \quad (58)$$

и соответствующие им удельные силы $p_{ин\ max} = 2,81$ МПа и $p_{ин\ min} = 1,69$ МПа.

Отрезок $p_{ин\ max}$ откладывается вверх от оси ee из точки $l_s = 0$, а отрезок $p_{ин\ min}$ — вниз от той же оси из точки $l_s = l_{s_a} = 300$ мм.

Затем концы отрезков $l_{P_{ин\ max}}$ и $l_{P_{ин\ min}}$ соединяются прямой линией, которая пересекает ось ee в точке F . Из этой точки опускается перпендикуляр, на котором откладывается отрезок

$$l_{P_{ин}} = 3l_{P_{ин1}} \lambda = 3 \cdot 60 \cdot 0,25 = 45 \text{ мм}. \quad (59)$$

Конец этого отрезка соединяется прямыми линиями с концами отрезков $l_{P_{ин\ max}}$ и $l_{P_{ин\ min}}$. Построенные таким образом отрезки следует разделить на четыре равные части, а полученные засечки пронумеровать в одном направлении. Далее надо соединить одноименные засечки тонкими линиями и провести по ним плавную огибающую, которая и будет изображать кривую сил инерции ПДМ в масштабе чертежа.

Таким образом, на одном графике построены основные составляющие движущей силы в удобном для их дальнейшего сложения виде. Прежде чем приступить к этой операции необходимо найти углы поворота КВ α для соответствующих перемещений поршня S . Для этого можно воспользоваться поправкой Брикса OO_1 , учитывающей конечную длину шатуна

$$OO_1 = \frac{R\lambda}{2\mu_s} = \frac{R^2}{2L\mu_s}. \quad (60)$$

Точка O является центром вращения кривошипа и делит отрезок l_{s_a} , равный абсциссе хода поршня, пополам. Из точки O надо провести окружность радиусом $\frac{1}{2} l_{s_a}$. Затем вправо от O следует отложить отрезок OO_1 и из нового центра O_1 провести вторую окружность произвольного радиуса, которая делится на 12 равных частей через 15° . Через полученные засечки из центра O_1 проводятся лучи до

пересечения с первой делительной окружностью. Из полученных точек пересечения восстанавливаются перпендикуляры, образующие сетку с неравномерной шкалой угла поворота КВ α , наложенную на график составляющих движущей силы.

Теперь можно приступить к определению координат графика движущей силы в зависимости от α . Для любого значения α отрезок l_{P_d} , изображающий движущую силу p_d , равен расстоянию между кривой силы инерции и кривой силы давления газов. Движущую силу считают положительной, если кривая силы давления газов находится выше кривой силы инерции, и отрицательной — если она расположена ниже.

Отрезок l_{P_d} определяется последовательно по тактам рабочего процесса. Сначала измеряются расстояния между кривыми силы инерции и силы давления газов на такте расширения, перемещаясь по оси абсцисс слева направо в диапазоне от 0 до 180° . Затем, перемещаясь справа налево от 180 до 360° , определяются расстояния между кривой силы инерции и линией выпуска газов ar . Достигнув точки, соответствующей 360° , следует повторить эти замеры в обратном направлении, полагая, что прямая ra изображает линию впуска в диапазоне от 360 до 540° поворота КВ. И наконец, перемещаясь справа налево от 540 до 720° , следует измерить отрезки координат между линией сжатия и кривой силы инерции.

Приведенный выше способ построения графика движущей силы относится к четырехтактному двигателю. При рассмотрении двухтактного двигателя аналогичные измерения должны выполняться для двух тактов — сначала от 0 до 180° , а затем от 180 до 360° .

Результаты определения отрезков l_{P_d} , соответствующих движущей силе p_d , представлены в табл. 3. Теперь можно построить график движущей силы (рис. 13), причем без перевода табличных значений l_{P_d} в размерные величины. Для количественной оценки движущей силы на ее оси строится шкала удельных давлений (в мегапаскалях). Шаг шкалы определяется делением единицы измерения 1 МПа на масштаб по оси удельных давлений. Шкала углов поворота КВ в градусах строится в масштабе, который позволяет уместить график на чертеже.

При аналитическом способе координаты движущей силы рекомендуется рассчитывать в табл. 4.

Координаты движущей силы, определенные графическим способом

Такты рабочего процесса							
расширение (поршень вниз)		выпуск (поршень вверх)		впуск (поршень вниз)		сжатие (поршень вверх)	
α , град	l_{P_1} , мм	α , град	l_{P_2} , мм	α , град	l_{P_3} , мм	α , град	l_{P_4} , мм
0	162,3	180	48,5	360	-72	540	48,5
15	166,0	195	47,5	375	-68,5	555	47,5
30	94	210	47	390	-57,5	570	47
45	47	225	44	405	-40,5	585	45
60	34	240	40	420	-20	600	42,5
75	35	255	32	435	0	615	34
90	44	270	18	450	18	630	23
105	51,5	285	0	465	32	645	7,5
120	57	300	-20	480	40	660	-5
135	58	315	-40,5	495	44	675	-13,5
150	59,5	330	-57,5	510	47	690	-3
165	60	345	-68,5	525	47,5	705	46,5
180	60	360	-72	540	48,5	720	82,5

Таблица 4

Результаты вычислений координат графика движущей силы

Такт	S_n	α , град	l_{P_1} , мм	$l_{P_{ин}}$, мм	l_{P_0} , мм	l_{P_4} , мм
1	2	3	4	5	6	7
Расширение (поршень вниз)	0	0	240	-75	-2,67	162,23
	0,0385	20,28	240	-67,68	-2,67	169,65
	0,1	33,14	143	-56,27	-2,67	84,06
	0,2	48,01	83,94	-38,56	-2,67	81,27
	0,3	60,37	58	-21,996	-2,67	33,33
	0,4	71,77	43,72	-6,706	-2,67	34,344
	0,5	82,93	34,79	7,16	-2,67	39,28
	0,6	94,34	28,72	19,37	-2,67	45,42
	0,7	106,57	24,34	29,67	-2,67	51,44
	0,8	120,47	21,05	37,71	-2,67	56,09
	0,9	138,09	18,49	43,036	-2,67	58,88
1,0	180	16,45	45	-2,67	58,78	
Выпуск (поршень вверх)	1,0	180	4,54	45	-2,67	46,87
	0,9	221,91	4,54	43,036	-2,67	45,206
	0,8	239,53	4,54	37,71	-2,67	39,88
	0,7	253,43	4,54	29,67	-2,67	31,84
	0,6	265,66	4,54	19,37	-2,67	21,54
	0,5	277,07	4,54	7,16	-2,67	9,33
	0,4	288,23	4,54	-6,706	-2,67	-4,534
	0,3	299,63	4,54	-21,996	-2,67	-19,83
	0,2	311,99	4,54	-38,56	-2,67	-36,39
	0,1	326,86	4,54	-56,27	-2,67	-54,1
	0,0385	339,72	4,54	-67,68	-2,67	-65,51
0	360	4,54	-75	-2,67	-72,83	

Примечание. Аналогично выполняются расчеты для тактов впуска и сжатия.

В графе 1 указывается такт рабочего процесса, в графе 2 — относительный ход поршня S_{II}/S , принятый из табл. 2. В графе 3 записываются углы поворота для каждого значения α . Углы α определяются по формулам: для такта расширения (поршень вниз)

$$\alpha_{рас} = \arccos \left[\frac{1}{\lambda} \left(\sqrt{(1+\lambda)^2 - 4\lambda \frac{S_{II}}{S}} - 1 \right) \right], \quad (61)$$

для такта выпуска (поршень вверх)

$$\alpha_{вып} = 360^\circ - \alpha_{рас}, \quad (62)$$

для такта впуска (поршень вниз)

$$\alpha_{вп} = 360^\circ + \alpha_{рас}, \quad (63)$$

для такта сжатия (поршень вверх)

$$\alpha_{сж} = 720^\circ - \alpha_{рас}. \quad (64)$$

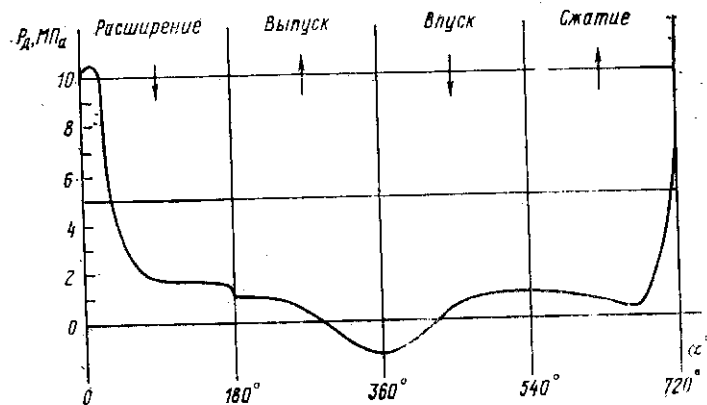


Рис. 13

В 4-й и 5-й графах записываются соответственно ординаты сил давления газов и сил инерции ПДМ. Графа 6 предназначена для записи величины l_{P_0} , которая является отрицательной и одинаковой для всех α . В графу 7 записывается результат алгебраического сложения составляющих l_{P_d} по строкам таблицы для каждого значения угла α . График движущей силы строится так же, как в случае графического способа. Этот график необходим для дальнейшего расчета нормальной, радиальной и тангенциальной сил.

3.4. Нормальная, радиальная и тангенциальная силы и их определение

При вращении кривошипа шатун КШМ периодически отклоняется от нейтральной оси на угол β , что приводит к разложению движущей силы P_d на две геометрические составляющие — нормальную силу

$$P_N = P_d \operatorname{tg} \beta \quad (65)$$

и силу, действующую вдоль шатуна,

$$P_{ш} = P_d \frac{1}{\cos \beta}. \quad (66)$$

Как видно из рис. 11, нормальная сила направлена перпендикулярно к оси цилиндра. В соответствии с законами теоретической механики силу $P_{ш}$ можно перенести вдоль линии ее действия, в данном случае на ось кривошипной шейки, и разложить на составляющие.

Первая составляющая, называемая радиальной силой, направлена к оси вращения по кривошипу и равна

$$P_R = P_d \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (67)$$

Вторая составляющая силы P_t называется тангенциальной силой, она направлена перпендикулярно к радиусу кривошипа

$$P_t = P_d \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (68)$$

Для построения графика зависимости этих сил от угла α предлагается ввести понятия о коэффициентах K_N , $K_{ш}$, K_R и K_t соответственно для нормальной, действующей вдоль шатуна, радиальной и тангенциальной сил, которые можно определить по формулам:

$$K_N = \frac{P_N}{P_d} = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\frac{\lambda}{\lambda^2} - \sin^2 \alpha}}, \quad (69)$$

$$K_{ш} = \frac{P_{ш}}{P_d} = \frac{K_N}{\lambda \sin \alpha}, \quad (70)$$

$$K_R = \frac{P_R}{P_d} = \cos \alpha - K_N \sin \alpha, \quad (71)$$

$$K_t = \frac{P_t}{P_d} = \sin \alpha + K_N \cos \alpha. \quad (72)$$

Расчет нормальных, радиальных и тангенциальных сил

Такт	α , град	l_{P_d} , мм	Нормальная сила		Радиальная сила		Тангенциальная сила	
			K_N	l_{P_N} , мм	K_R	l_{P_R} , мм	K_t	l_{P_t} , мм
	2	3	4	5	6	7	8	9
Расширение (поршень вниз)	0	162,3	0	0	1	162,3	0	0
	15	166,0	0,065	10,75	0,949	157,63	0,321	59,36
	30	94	0,126	11,84	0,903	75,48	0,609	57,26
	45	47	0,18	0,44	0,58	127,26	0,834	39,77
	60	34	0,222	7,54	0,31	10,47	0,977	33,21
	75	35	0,249	8,71	0,0185	0,648	1,030	36,06
	90	44	0,258	11,36	-0,258	-11,36	1,000	44,00
	105	51,5	0,249	12,81	-0,499	-25,71	0,902	46,42
	120	57	0,282	12,64	-0,692	-39,45	0,355	43,04
	135	53	0,180	10,42	-0,834	-43,38	0,530	93,65
150	59,5	0,126	7,5	-0,929	-55,28	0,392	23,26	
165	60	0,065	3,83	-0,983	-58,39	0,196	11,77	
180	60	0	0	-1	-60	0	0	
Выпуск (поршень вверх)	180	41,5	0	0	-1	-48,5	0	0
	195	47,5	-0,065	-3,08	-0,982	-46,67	-0,196	-9,32
	210	47	-0,126	-5,92	-0,929	-43,66	-0,391	-18,37
	225	44	-0,180	-7,90	-0,834	-36,7	-0,580	-25,52
	240	40	-0,222	-8,87	-0,692	-27,7	-0,755	-30,2
	255	32	-0,249	-7,96	-0,499	-15,97	-0,902	-28,84
	270	18	-0,258	-4,65	-0,258	-4,64	-1,000	-18,00
	285	0	-0,249	0	0,0185	0	-1,03	0
	300	-20	-0,222	4,43	0,308	-6,16	-0,977	19,54
	315	-40,5	-0,180	7,27	0,58	-23,49	-0,834	33,28
330	-57,5	-0,126	7,24	0,803	-46,17	-0,609	35,02	
345	-68,5	-0,065	4,44	0,949	-65,0	-0,321	22,00	
360	-72	0	0	1	-72	0	0	

Расчет ординат графиков удобней вести по табл. 5, которая называется также динамической таблицей. При этом рекомендуется рассчитывать не сами удельные силы, а соответствующие им отрезки l_{P_N} , l_{P_R} и l_{P_t} (мм), изображающие силы в том масштабе, который применялся при исследовании движущей силы. Тогда

$$l_{P_N} = l_{P_d} K_N, \quad (73)$$

$$l_{P_R} = l_{P_d} K_R, \quad (74)$$

$$l_{P_t} = l_{P_d} K_t. \quad (75)$$

В табл. 5 дан пример расчета указанных выше величин.

В графе 1 указываются такты рабочего процесса в цилиндре. В графах 2 и 3 записываются углы α и соответствующие им значения ординат движущей силы l_{P_d} , взятые из табл. 3 или 4. В графах 4—9 записываются значения коэффициентов и их ординаты, соответствующие нормальной, радиальной и тангенциальной силам.

На рис. 14 приведены графики нормальной (а), радиальной (б) и тангенциальной (в) сил, построенные по данным табл. 5. Следует отметить, что построение выполняется непосредственно с помощью полученных ординат в миллиметрах, а затем строится шкала давлений в мегаскалях с помощью масштаба движущей силы. Если изображение графика какой-либо силы (обычно нормальной) окажется слишком мелким, то масштаб изображения можно увеличить в несколько раз.

Графики нормальной, радиальной и тангенциальной сил (см. рис. 14) еще раз подтверждают, что все они совершают периодические колебания и создают периодические нагрузки на детали КШМ. Рассмотрим последствия действия этих сил несколько подробнее.

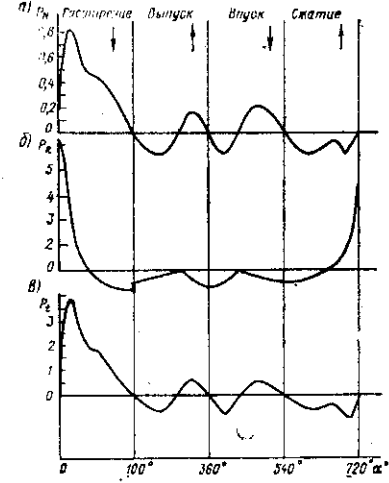


Рис. 14

Характер изменения нормальной силы показывает, что за период рабочего процесса поршень совершает восемь пере-
кладок зазора между ним и цилиндром при значительной
величине A_n (более 1,8—2) и шесть перекладок, если отно-
шение A_n не превышает 0,15. Это отрицательно сказывается
на работоспособности поршневого пальца и бобышек. Дей-
ствие нормальной силы способствует ускорению изнашивания
зеркала цилиндра. Наибольшая величина нормальной силы
возникает вблизи ВМТ на такте расширения, где и наблюда-
ется максимальный износ зеркала цилиндра. Величина P_n
зависит от соотношения $A_n = P_{ин1}/P_z$. При малых A_n нор-
мальная сила на такте расширения заметно больше, чем при
других тактах. Если сила инерции ПДМ велика ($A_n > 1,8$),
то она приводит к большим размахам нормальной силы даже
на тактах выпуска и впуска.

Радиальная и тангенциальная силы вносят существенный
вклад в формирование нагрузок на кривошипный и рамный
подшипники, а также напряжений в элементах коленчатого
вала. Тангенциальная сила имеет и другое важное значение
для динамики ДВС. Характер ее изменения выявляет при-
чины колебаний крутящего момента коленчатого вала и свя-
занных с этим неблагоприятных явлений — неравномерного
вращения и крутильных колебаний валопровода силовой
установки.

3.5. Крутящий момент кривошипа и опрокидывающий момент одноцилиндрового двигателя

Тангенциальная сила, будучи приложенной к кривошипу
как к рычагу, создает крутящий момент (Н·м)

$$M_{кр} = \rho_t F_T R 10^6. \quad (76)$$

Поскольку множитель $F_T R = \text{const}$, то график изменения
тангенциальной силы можно считать одновременно и графи-
ком крутящего момента, если по оси ординат построить вто-
рую шкалу с помощью масштаба

$$\mu_M = \mu_P F_T R 10^6, \quad (77)$$

где μ_P — масштаб графика тангенциальной силы, МПа/мм;
 μ_M — масштаб графика момента, Н·м/мм.

Таким образом, при вращении кривошипа крутящий мо-
мент периодически изменяется. Вместе с тем, крутящий мо-
мент совершает полезную работу, т. е. создает цилиндрическую

мощность $N_{iц}$ (кВт), которая характеризуется средним
крутящим моментом $M_{ср}$ или средней тангенциальной си-
лой $\rho_{tср}$ за период рабочего процесса и угловой частотой ω (1/с)

$$N_{iц} = M_{ср} \omega \cdot 10^{-3} = \rho_{tср} R F_T \frac{\pi n}{30} \cdot 10^3.$$

В соответствии с методикой, рассмотренной в главе 1,
крутящий момент $M_{ср}$ или среднюю тангенциальную силу
можно определить с помощью площади $F_{гр}$ под кривой ис-
следуемой периодической зависимости в пределах полного
цикла ее изменения α_0 (в нашем случае он равен 360° угла
поворота КВ двухтактного двигателя и 720° — четырехтакт-
ного). Тогда

$$\rho_{tср} = \frac{F_{гр} \mu_P \mu_M}{\alpha_0}, \quad (78)$$

$$M_{ср} = \frac{F_{гр} \mu_M \mu_P}{\alpha_0} = \rho_{tср} R F_T 10^6. \quad (79)$$

Важно отметить, что средняя удельная тангенциальная
сила имеет прямопропорциональную связь со средним инди-
каторным давлением $\rho_{iср}$. Например, для одного цилиндра
имеем

$$\rho_{tср} = \frac{2\rho_{iср}}{t_{\pi}}, \quad (80)$$

где t — коэффициент тактности, равный 2 для двухтактного
и 4 — для четырехтактного двигателя.

Среднее индикаторное давление определяется по инди-
каторной диаграмме. Тогда из равенства (80) следует вывод
о независимости средней тангенциальной силы от силы инер-
ции ПДМ. Силы инерции ПДМ влияют лишь на размах от-
клонений тангенциальной силы и крутящего момента относи-
тельно их средней величины, но не совершают никакой внеш-
ней работы, т. е. за цикл своего изменения их работа равна
нулю.

Как уже отмечалось ранее, для решения некоторых вопро-
сов динамики и колебаний установок с ДВС периодическую
кривую тангенциальных сил или крутящего момента необхо-
димо подвергать гармоническую анализу. Если не имеется
возможности выполнить такой анализ для каждого кон-
кретно рассматриваемого случая, то гармонические состав-
ляющие крутящего момента v -го порядка можно определить

с помощью так называемых гармонических коэффициентов C , для сил давления газов по формуле

$$M_c = 0,125\pi D^2 SC, 10^5, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (81)$$

Кроме крутящего момента, в плоскости вращения кривошипа КШМ возникает еще один вид момента — опрокидывающий $M_{\text{опр}}$, который воздействует на корпус двигателя и вызывает его вибрацию в виде боковых колебаний. Покажем, что опрокидывающий момент численно равен крутящему моменту при любом угле поворота КВ α , хотя действует в противоположном направлении.

Действительно,

$$\begin{aligned} M_{\text{опр}} &= P_N (L \cos \beta + R \cos \alpha) = P_N R \left(\frac{\cos \beta}{\lambda} + \cos \alpha \right) = \\ &= P_N R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = P_d R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = P_d R = M_{\text{кр}}. \quad (82) \end{aligned}$$

Таким образом, опрокидывающий момент также является периодической функцией от угла поворота α и имеет период изменения, равный числу вспышек за один оборот коленчатого вала, т. е. период изменения опрокидывающего момента одноцилиндрового двухтактного двигателя равен 360° , а четырехтактного — 720° .

Для анализа опрокидывающего момента можно использовать результаты исследований крутящего момента.

4. НАБЕГАЮЩИЕ И СУММАРНЫЕ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЕ СИЛЫ И КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА МНОГОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

4.1. Порядок работы цилиндров и заклинка кривошипов коленчатого вала

Порядком работы цилиндров в многоцилиндровых ДВС называют последовательность совершения в цилиндрах процессов рабочего цикла, или, что то же самое, чередование вспышек в цилиндрах ДВС.

Варианты чередования вспышек зависят от принципа расположения кривошипов КВ. Теоретически число вариантов схем заклинки кривошипов z -цилиндрового двигателя равно числу перестановок, т. е. $(z - 1)!$.

Однако на практике число вариантов для одного и того же числа z ограничивается рядом условий, направленных на обеспечение следующих факторов:

— равномерного чередования вспышек через одинаковые углы поворота КВ, поэтому угол заклинки кривошипов двигателя делают равным

$$\delta = \frac{360 t}{2z} = \frac{180 t}{z}, \quad (83)$$

где t — коэффициент тактности;

— благоприятных условий работы подшипников КВ, для чего, например, исключается одновременное совершение вспышек в соседних цилиндрах;

— наилучшего уравнивания двигателя (о чем будет сказано в соответствующем разделе учебного пособия);

— минимальных напряжений от крутильных колебаний и отсутствия запретных зон частот вращения двигателя.

Для примера рассмотрим несколько характерных вариантов порядков работы цилиндров двухтактных и четырехтактных двигателей (табл. 6).

Таблица 6

Примеры порядков работы цилиндров дизелей

Число цилиндров z	δ , град	Порядок работы цилиндров	Марка дизеля
Четырехтактный цикл			
4	180	1-2-4-3	4Ч10,5/13, 4Ч13/18
6	120	1-5-3-6-2-4	6ЧН30/38, 6Ч15/18 / 42635
8	90	1-4-7-3-8-5-2-6	8Ч23/30
8	90	1-4-2-6-8-5-7-3	8ЧРН30/38
Двухтактный цикл			
6	60	1-6-2-4-3-5	6Д30/50
8	45	1-8-2-6-4-5-3-7	8Д43/61

Следует обратить внимание на то, что во всех рассматриваемых случаях вспышки в цилиндрах происходят через равные интервалы, соответствующие углу заклинки криво-

шипов. При одинаковом числе цилиндров угол заклинки кривошипов у двухтактного ДВС вдвое меньше, чем у четырехтактного.

При рассмотрении V-образного или звездообразного ДВС угол заклинки определяется по формуле (83), куда подставляется вместо числа цилиндров z число кривошипов z_k коленчатого вала, или, что то же самое, число цилиндров в блоке одного ряда (главных шатунов).

Понимание сущности порядка работы цилиндров облегчает изучение суммарных динамических нагрузок, к которым относятся суммарные тангенциальные силы, крутящие моменты, а также остаточные неуравновешенные силы и моменты.

4.2. Набегающие и суммарные тангенциальные силы и крутящие моменты

В главе 3 было показано, что в плоскости вращения кривошипа одного КШМ действуют периодически изменяющиеся тангенциальные силы и крутящие моменты. В многоцилиндровом рядном двигателе, который имеет z одинаковых КШМ, связанных между собой общим КВ, эти силы и моменты будут складываться и создавать суммарные тангенциальные силы и крутящие моменты коленчатого вала, которые также периодически изменяются при его вращении.

Если считать, что во всех цилиндрах происходят совершенно одинаковые колебания тангенциальной силы, то для решения задачи можно применить изложенные в § 1.1 правила сложения одинаковых периодических колебаний, сдвинутых относительно друг друга по фазе.

Для примера рассмотрим четырехтактный рядный шестицилиндровый двигатель, имеющий последовательность вспышек 1-5-3-6-2-4, что соответствует углу заклинки кривошипов $\delta = 120^\circ$.

Расчет рекомендуется выполнять в табл. 7. При этом так же, как и в предыдущих примерах, вместо удельных тангенциальных сил каждого i -го КШМ суммируются пропорциональные им ординаты l_{pi} , т. е. ординаты удельных тангенциальных сил в масштабе графика.

В графу 1 таблицы записываются значения углов α поворота КВ для первого цилиндра, а в графу 2 — соответствующие им значения l_{p1} . В последующих графах производится запись значений l_{pi} для второго, третьего и т. д.

Таблица 7

Расчет ординат суммарных и набегающих тангенциальных сил и моментов

α град	l_{p1} мм при $\alpha_1 = 0^\circ$	l_{p2} мм при $\alpha_2 = 240^\circ$	l_{p3} мм при $\alpha_3 = 480^\circ$	l_{p4} мм при $\alpha_4 = 120^\circ$	l_{p5} мм при $\alpha_5 = 480^\circ$	l_{p6} мм при $\alpha_6 = 120^\circ$	l_{Σ} мм	l_{Σ} мм	l_{Σ} мм	l_{Σ} мм	l_{Σ} мм	l_{Σ} мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0	0	-30,2	-30,2	30,2	0	45,04	45,04	-32,09	12,95	0	12,95	12,95
15	59,36	-28,8	30,50	25,52	56,08	33,65	89,73	-80,65	59,08	-22,02	37,06	37,06
30	57,26	-18,0	39,26	18,57	57,83	23,26	81,09	-23,0	58,09	-35,02	23,07	23,07
45	39,2	0	39,2	9,31	48,51	11,77	60,28	-7,72	52,55	-33,78	18,78	18,78
60	33,2	19,54	52,75	0	52,75	0	52,75	4,88	57,03	-19,84	36,09	36,09
75	36,08	33,8	69,86	-13,24	56,62	-9,32	47,3	11,26	58,56	0	58,56	58,56
90	44	35,02	79,02	-18,27	60,75	-18,57	42,18	1,82	44	-18	62,00	62,00
105	46,48	22,02	78,45	-26,1	52,35	-25,52	26,83	-14,2	11,892	28,84	40,72	40,72
120	45,04	0	45,04	-32,09	12,95	-30,2	1725	0	-17,25	80,2	12,95	12,95
135	33,05	-22,02	11,63	-30,65	-25,02	-28,8	-53,82	59,36	5,54	25,58	37,06	37,06
150	23,26	-35,02	-11,76	-23,00	-34,76	-18,0	-52,76	57,26	4,5	18,37	23,07	23,07
165	11,77	-33,78	-22,1	-7,72	-29,83	0	-29,83	39,2	9,37	9,31	18,78	18,78

и так далее

1-4-2-6-3-5

25

цилиндров, которые получаются за счет смещения вниз на угол сдвига по фазе φ_y функции $l_{P_{iy}} = f(\alpha)$ относительно первого цилиндра. Угол сдвига по фазе определяется по формуле

$$\varphi_y = 180t - (N_y - 1)\delta, \quad (84)$$

где t — тактность двигателя (2 или 4); N_y — номер вспышки для y -го цилиндра. Например, для пятого цилиндра ($N_5 = 2$) рассматриваемого двигателя имеем $\varphi_5 = 180^\circ \cdot 4 - (2 - 1) \times 120^\circ = 600^\circ$.

После заполнения всех граф значениями $l_{P_{iy}}$ их следует просуммировать по строкам таблицы и, таким образом, получить в последней графе искомую табулированную функцию

$$l_{P_{ix}} = \sum l_{P_{iy}} = f(\alpha),$$

по которой строится график (рис. 15). Напомним, что на оси ординат с помощью масштабов следует построить шкалы тангенциальных сил и крутящих моментов (МПа и Н·м).

Рассматривая полученную табулированную функцию и график суммарных тангенциальных сил и моментов, можно отметить интересную закономерность. Оказывается, период изменения суммарной тангенциальной силы и суммарного крутящего момента равен не $180t$ град, а углу заклинки кривошипов $\delta = 180t/z$ град. Это значит,

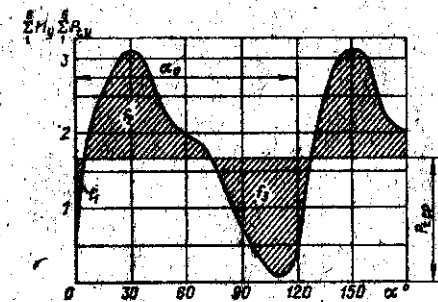


Рис. 15

что порядок колебаний тангенциальной силы и крутящего момента КВ двигателя равен числу вспышек за один оборот кривошипа, т. е. числу цилиндров двухтактного двигателя и половине числа цилиндров четырехтактного. В рассматриваемом примере $v = z/2 = 3$.

Учитывая такую закономерность, для двигателей с равномерным чередованием вспышек можно рекомендовать суммарные значения $l_{P_{ix}}$ вычислять только для периода $\alpha_0 = \delta$ (в данном случае $\alpha_0 = 120^\circ$).

С помощью функций тангенциальной силы и крутящего момента КВ определяются неравномерность его вращения, момент инерции и размеры маховика. Суммарные тангенциальные силы и моменты необходимы также для расчета прочности коленчатого вала с учетом колебаний крутящего момента.

Для решения этой задачи, кроме суммарных тангенциальных сил и крутящих моментов на фланце отбора мощности, принято рассчитывать так называемые набегающие тангенциальные силы и крутящие моменты для любого y -го кривошипа.

Набегающими тангенциальными силами и крутящими моментами называется сумма этих динамических нагрузок для предшествующих цилиндров, включая первый.

Для расчета набегающих сил и моментов можно воспользоваться табл. 7, где рядом с графами для $l_{P_{iy}}$ каждого цилиндра помещаются графы для ординат $l_{P_{iy}}^n$ набегающего момента и силы.

Величина $l_{P_{iy}}^n$ получается путем последовательного прибавления к сумме $l_{P_{iy-1}}$ предшествующих цилиндров величины $l_{P_{iy}}$ для рассматриваемого цилиндра. Тогда набегающие тангенциальные силы и крутящие моменты можно вычислить по формулам:

$$P_{iy}^n = \mu_P l_{P_{iy}}^n, \quad (85)$$

$$M_{кр y}^n = \mu_P F_{II} R 10^6 l_{P_{iy}}^n = \mu_M l_{P_{iy}}^n. \quad (86)$$

Сопоставляя между собой графики набегающих крутящих моментов для всех цилиндров, можно выбрать наиболее нагруженное колено КВ, а затем выполнить для него расчет прочности.

4.3. Определение средней суммарной тангенциальной силы и среднего крутящего момента коленчатого вала

Под средним крутящим моментом понимается постоянный момент, работа которого за один оборот КВ двухтактного двигателя или за два оборота КВ четырехтактного двигателя равна работе действительного переменного крутящего момента.

Так же как и для одного КШМ, средний крутящий момент КВ можно определить с помощью средней суммарной тангенциальной силы

$$M_{cp} = \rho_{i\text{ ср}} F_{\pi} R 10^6, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (87)$$

или непосредственно по графику изменения ординат суммарного крутящего момента, представленного на рис. 14.

Для этого надо определить площадь $F_{гр}$ под кривой ординат $l_{P_{i\text{ з}}}$ в пределах периода ее изменения $\delta = 180/z$, чему соответствует отрезок l_{δ} на оси абсцисс.

Тогда ордината $l_{P_{i\text{ ср}}}$ средней тангенциальной силы и крутящего момента составит

$$l_{P_{i\text{ ср}}} = \frac{F_{гр}}{l_{\delta}} = \frac{F_{гр} \mu_{\alpha}}{\delta}, \quad (88)$$

а средняя тангенциальная сила и средний крутящий момент могут быть рассчитаны по формулам:

$$P_{i\text{ ср}} = \mu_P l_{P_{i\text{ ср}}} = \frac{F_{гр} \mu_{\alpha} \mu_P}{\delta}, \quad (89)$$

$$M_{ср} = \mu_P l_{P_{i\text{ ср}}} F_{\pi} R 10^6 = \mu_M l_{P_{i\text{ ср}}}. \quad (90)$$

Применяя к определению площади $F_{ср}$ правило трапеций, получаем более простой, хотя и приближенный, способ расчета средней ординаты по данным о $l_{P_{i\text{ з}}}$ из графы 12 табл. 7:

$$l_{P_{i\text{ ср}}} = \frac{\sum_1^k l_{P_{i\text{ з}}}}{k}, \quad (91)$$

где $\sum_1^k l_{P_{i\text{ з}}}$ — сумма ординат, помещенных в строках графы 12 табл. 7 и соответствующих углам поворота α , в пределах от 0 до δ (исключая значение l_P , при $\alpha = 0$); k — число суммируемых ординат.

В нашем примере период изменения δ , равный 120° , разделен на $k = 8$ участков по 15° . Поэтому

$$l_{P_{i\text{ ср}}} = \frac{12,95 + 37,06 + \dots + 40,72}{8} = 36,16 \text{ мм.}$$

С учетом полученного значения $l_{P_{i\text{ ср}}}$ и заданного масштаба $\mu_P = 0,0375$ МПа/мм находим

$$\rho_{i\text{ ср}} = 36,16 \cdot 0,0375 = 1,355 \text{ МПа;}$$

$$M_{ср} = 1,355 \cdot 0,0254469 \cdot 0,11 \cdot 10^6 = 3795,659 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Для проверки вычислений средней суммарной тангенциальной силы, среднего крутящего момента и координат графика изменения $\rho_{i\text{ з}}$ и $M_{кр\text{ з}}$ рекомендуется определить величину среднего индикаторного давления по известному соотношению

$$\rho'_{i\text{ ср}} = \frac{i\pi}{2} \frac{\rho_{i\text{ ср}}}{z}. \quad (92)$$

В нашем случае

$$\rho'_{i\text{ ср}} = \frac{4\pi \cdot 1,355}{2 \cdot 6} = 1,419 \text{ МПа.}$$

Полученную величину следует сравнить со средним индикаторным давлением, определенным по индикаторной диаграмме или по формуле

$$\bar{\rho}_i = \frac{P_z}{\lambda_P (s-1)} \left[\lambda_P (\rho-1) + \frac{\lambda_P \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{s^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{s^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (93)$$

Подставив в формулу (93) числовые значения параметров, находим $\rho_i = 1,42$ МПа, что практически совпало со значением $\rho'_{i\text{ ср}} = 1,419$ МПа. Следовательно, все расчеты выполнены с высокой точностью.

В заключение расчета следует на графике суммарного крутящего момента провести линию среднего крутящего момента, имеющую ординату $\rho_{i\text{ ср}}$.

Отклонение кривой суммарного крутящего момента от средней линии иллюстрирует периодические колебания переменной составляющей крутящего момента КВ. Очевидно, что порядок этих колебаний равен числу выпуклостей за оборот КВ (в нашем примере он равен 3), а период колебаний $\delta = 180/z$ град (т. е. 120° в рассматриваемом случае).

Все приведенные выше данные о закономерности изменения среднего крутящего момента целиком распространяются на закономерности изменения суммарного опрокиды-

вающего момента, переменная составляющая которого вызывает вибрацию в виде угловых качаний двигателя вокруг оси вращения КВ.

В главе 5 будет показано, каким образом переменная составляющая крутящего момента вызывает неравномерное вращение коленчатого вала и крутильные колебания валопровода силовой установки.

4.4. Особенности расчета тангенциальных сил и крутящих моментов коленчатых валов V-образных ДВС

Рассмотрим V-образный двигатель с центральным расположением шатунов.

Многоцилиндровый V-образный двигатель имеет два блока цилиндров, один из которых принято называть блоком главных шатунов. При этом угол между осями движения поршней называется углом развала цилиндров или блоков γ_p . Сложение тангенциальных сил в таком двигателе с центральным расположением шатунов (так же как и в звездообразном ДВС) можно производить по общим правилам сложения одинаковых периодических колебаний, воздействующих на общий коленчатый вал. При этом справедливо правило — от перемены мест геометрических мест слагаемых сумма не меняется. Важно лишь строго учитывать сдвиг по фазе каждого слагаемого колебания относительно начала отсчета. Как и в рядных двигателях, за начало отсчета углов целесообразно принять положение первого главного шатуна, когда поршень находится в ВМТ в начале такта расширения. Предполагая, что тангенциальные силы совершают одинаковые колебания во всех цилиндрах, и используя указанное правило сложения колебаний, можно упростить определение ординат графика суммарных тангенциальных сил и крутящих моментов.

Расчет выполняется в два этапа. Сначала складываются ординаты тангенциальных сил для одного КШМ с учетом постоянного для рассматриваемого двигателя угла сдвига по фазе колебаний тангенциальной силы неглавного шатуна относительно главного $\varphi_{нг}$. Сложение выполняется тем же способом, который использовался при сложении ординат $l_{p, y}$ многоцилиндрового рядного двигателя. При этом сдвиг по фазе $\varphi_{нг} = 360^\circ - \gamma_p$, или $\varphi_{нг} = \gamma_p$.

Таким образом получены ординаты кривой тангенциальной силы p_{t1} одного КШМ от угла поворота коленчатого

вала. Затем выполняется сложение функций тангенциальной силы для каждого КШМ с учетом сдвига по фазе, как и для рядного многоцилиндрового двигателя.

Приведенные указания справедливы и для звездообразного двигателя. В этом случае складываются тангенциальные силы всех шатунов, соединенных с общим кривошипом КШМ. После этого выполняется сложение суммарных тангенциальных сил КШМ для двигателя в целом с использованием того же способа, что и для рядного многоцилиндрового двигателя.

У V-образных двигателей с прицепным шатуном динамика прицепного и главного шатунов, строго говоря, различна. Однако эти отличия незначительны, что позволяет и в этом случае использовать расчетную модель КШМ с шатунами, центрально соединенными с шейкой кривошипа.

5. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВС

5.1. Неравномерность вращения коленчатого вала

Колебания переменной составляющей крутящего момента относительно средней величины вызывают неравномерное вращение коленчатого вала и валопровода силовой установки.

Периодическое изменение частоты вращения коленчатого вала в пределах от ω_{\min} до ω_{\max} относительно средней частоты $\omega_{\text{ср}}$ отрицательно отражается на работоспособности потребителей энергии двигателя. Поэтому возникает необходимость в ограничении неравномерности вращения в зависимости от вида потребителей энергии.

Для количественной оценки неравномерности вращения принято использовать степень неравномерности вращения

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = 2 \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}} \quad (94)$$

В литературе приводятся следующие допустимые значения этого показателя: 1/50 — 1/20 — для судового гребного винта; 1/100 — 1/200 — для генератора постоянного тока; 1/250 — 1/300 — для генератора переменного тока; 1/30 — 1/40 — для насосов и компрессоров.

Для того чтобы достигнуть допустимой степени неравномерности вращения, необходимо обеспечить поглощение работы A_M избыточного крутящего момента $M_{\text{изб}}$ за счет

создания достаточного момента инерции $\theta_{дв}$ вращающихся масс двигателя. Это условие можно выразить с помощью следующей зависимости:

$$M_{изб} = \sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} = \theta_{дв} \omega \frac{d\omega}{d\alpha}, \quad (95)$$

откуда

$$\theta_{дв} \omega d\omega = \left(\sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} \right) d\alpha.$$

Интегрируя последнее выражение в пределах углов поворота КВ от $\alpha = \alpha_1$, при котором $\omega = \omega_{min}$, до $\alpha = \alpha_2$, при котором $\omega = \omega_{max}$, получим уравнение

$$A_M = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left(\sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} \right) d\alpha = \theta_{дв} \cdot \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2}. \quad (96)$$

Левая часть уравнения отражает работу избыточного крутящего момента, правая — кинетическую энергию вращающихся масс двигателя за период изменения угла α от α_1 до α_2 . Учитывая соотношение $\omega_{ср} = 1/2(\omega_{max} + \omega_{min})$, получим выражение

$$A_M = \theta_{дв} \omega_{ср}^2 \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}} = \theta_{дв} \omega_{ср}^2 \delta_B. \quad (97)$$

Отсюда следуют основные формулы для расчета степени неравномерности вращения

$$\delta_B = \frac{A_M}{\theta_{дв} \omega_{ср}^2} \quad (98)$$

и требуемого момента инерции вращающихся масс двигателя

$$\theta_{тр} = \frac{A_M}{\omega_{ср}^2 \delta_B}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (99)$$

Таким образом, задача свелась к определению величины A_M , которую можно найти с помощью максимальной площади F_{max} , заключенной между кривой ординат переменного крутящего момента и средней ординатой этой величины на графике рис. 15.

Величина A_M может быть определена по формуле

$$A_M = F_{max} \cdot \mu_M \mu_{\alpha рад}. \quad (100)$$

где μ_M — масштаб крутящего момента, Н·м/мм; $\mu_{\alpha рад}$ — масштаб по оси углов поворота КВ, рад/мм.

Очевидно, что если углы поворота КВ на графике изображались в градусах с масштабом μ_{α° , то справедливо соотношение

$$\mu_{\alpha рад} = \mu_{\alpha^\circ} \frac{\pi}{180}. \quad (101)$$

Для примера приведем результаты определения максимальной площади F_{max} для рассмотренного ранее графика суммарного крутящего момента. Путем иланометрирования были вычислены площади для всех участков кривой, которые находятся выше и ниже средней линии: $f_1 = -31 \text{ мм}^2$, $f_2 = 740 \text{ мм}^2$, $f_3 = -483 \text{ мм}^2$.

В данном случае $F_{max} = f_2 = 740 \text{ мм}^2$.

Масштаб по оси крутящих моментов составляет

$$\mu_M = \mu_p F_n R 10^6 = 0,0375 \cdot 0,025447 \cdot 0,11 \cdot 10^6 = 104,97 \text{ Н} \cdot \text{м/мм},$$

а по оси углов поворота коленчатого вала —

$$\mu_{\alpha рад} = \frac{\alpha_0}{l_{\alpha_0}} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{120}{120} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{\pi}{180}.$$

Следовательно, работа избыточного момента

$$A_M = 740 \cdot 104,97 \cdot \pi / 180 = 1355,73 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}.$$

С помощью полученного значения A_M и формулы (102) находим требуемый момент инерции вращающихся масс двигателя, например для $\delta_{вд} = 1/150$

$$\theta_{тр} = \frac{1355,73}{104,72^2 \cdot 1/150} = 18,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Отметим, что для оценки степени неравномерности вращения коленчатого вала принято пренебрегать массами валопровода и потребителей энергии, поскольку они уменьшают расчетную степень неравномерности вращения. Вместе с тем из-за наличия упругих свойств валопровода действительные амплитуды колебаний скорости вращения масс системы более сложны, и для их описания необходимо выполнять расчеты крутильных колебаний.

создания достаточного момента инерции $\theta_{дв}$ вращающихся масс двигателя. Это условие можно выразить с помощью следующей зависимости:

$$M_{изб} = \sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} = \theta_{дв} \omega \frac{d\omega}{d\alpha}, \quad (95)$$

откуда

$$\theta_{дв} \omega d\omega = \left(\sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} \right) d\alpha.$$

Интегрируя последнее выражение в пределах углов поворота КВ от $\alpha = \alpha_1$, при котором $\omega = \omega_{мин}$, до $\alpha = \alpha_2$, при котором $\omega = \omega_{макс}$, получим уравнение

$$A_M = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left(\sum_1^z M_{кр y} - M_{ср} \right) d\alpha = \theta_{дв} \cdot \frac{\omega_{макс}^2 - \omega_{мин}^2}{2}. \quad (96)$$

Левая часть уравнения отражает работу избыточного крутящего момента, правая — кинетическую энергию вращающихся масс двигателя за период изменения угла α от α_1 до α_2 . Учитывая соотношение $\omega_{ср} = 1/2(\omega_{макс} + \omega_{мин})$, получим выражение

$$A_M = \theta_{дв} \omega_{ср}^2 \frac{\omega_{макс} - \omega_{мин}}{\omega_{ср}} = \theta_{дв} \omega_{ср}^2 \delta_{в}. \quad (97)$$

Отсюда следуют основные формулы для расчета степени неравномерности вращения

$$\delta_{в} = \frac{A_M}{\theta_{дв} \omega_{ср}^2} \quad (98)$$

и требуемого момента инерции вращающихся масс двигателя

$$\theta_{тр} = \frac{A_M}{\omega_{ср}^2 \delta_{в д}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (99)$$

Таким образом, задача свелась к определению величины A_M , которую можно найти с помощью максимальной площади $F_{макс}$, заключенной между кривой ординат переменного крутящего момента и средней ординатой этой величины на графике рис. 15.

Величина A_M может быть определена по формуле

$$A_M = F_{макс} \cdot \mu_M \mu_{\alpha \text{ рад}}, \quad (100)$$

где μ_M — масштаб крутящего момента, Н·м/мм; $\mu_{\alpha \text{ рад}}$ — масштаб по оси углов поворота КВ, рад/мм.

Очевидно, что если углы поворота КВ на графике изображались в градусах с масштабом μ_{α° , то справедливо соотношение

$$\mu_{\alpha \text{ рад}} = \mu_{\alpha^\circ} \frac{\pi}{180}. \quad (101)$$

Для примера приведем результаты определения максимальной площади $F_{макс}$ для рассмотренного ранее графика суммарного крутящего момента. Путем планметрирования были вычислены площади для всех участков кривой, которые находятся выше и ниже средней линии: $f_1 = -31 \text{ мм}^2$, $f_2 = 740 \text{ мм}^2$, $f_3 = -483 \text{ мм}^2$.

В данном случае $F_{макс} = f_2 = 740 \text{ мм}^2$.

Масштаб по оси крутящих моментов составляет

$$\mu_M = \mu_p F_n R 10^6 = 0,0375 \cdot 0,025447 \cdot 0,11 \cdot 10^6 = 104,97 \text{ Н} \cdot \text{м/мм},$$

а по оси углов поворота коленчатого вала —

$$\mu_{\alpha \text{ рад}} = \frac{\alpha_0}{l_{\alpha_0}} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{120}{120} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{\pi}{180}.$$

Следовательно, работа избыточного момента

$$A_M = 740 \cdot 104,97 \cdot \pi / 180 = 1355,73 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}.$$

С помощью полученного значения A_M и формулы (102) находим требуемый момент инерции вращающихся масс двигателя, например для $\delta_{в д} = 1/150$

$$\theta_{тр} = \frac{1355,73}{104,97^2 \cdot 1/150} = 18,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Отметим, что для оценки степени неравномерности вращения коленчатого вала принято пренебрегать массами валопровода и потребителей энергии, поскольку они уменьшают расчетную степень неравномерности вращения. Вместе с тем из-за наличия упругих свойств валопровода действительные амплитуды колебаний скорости вращения масс системы более сложны, и для их описания необходимо выполнять расчеты крутильных колебаний.

5.2. Определение момента инерции, массы и размеров маховика

Для обеспечения заданной неравномерности вращения следует величину требуемого момента инерции $\theta_{тр}$ сравнить с фактическим моментом инерции масс двигателя

$$\theta_{дв} = z \theta_{кшм}, \quad (103)$$

где z — число цилиндров, $\theta_{кшм}$ — момент инерции массы одного КШМ, кг·м².

Если $\theta_{тр} > \theta_{дв}$, то необходимо установить на коленчатый вал дополнительную вращающуюся массу с моментом инерции

$$\theta_M = \theta_{тр} - \theta_{дв} = \theta_{тр} - z \theta_{кшм}. \quad (104)$$

Способы расчета $\theta_{кшм}$ рассматриваются в литературе по крутильным колебаниям валопроводов [2] и [6].

Для приближенной оценки момента инерции КШМ допустимо использовать формулу

$$\theta_{кшм} = K_0 D^2 S^3 10^3, \quad (105)$$

где D и S — диаметр и ход поршня, м; K_0 — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности двигателя.

В частности, для рядного дизеля без противовесов справедливы следующие приближенные соотношения:

для тронковых дизелей с чугунными и составными поршнями

$$K_0 = 0,91 + 4,08 \left(\frac{d_k}{S} \right)^2; \quad (106)$$

для тронковых дизелей с силуминовыми поршнями

$$K_0 = 1,16 + 1,85 \left(\frac{d_k}{S} \right)^2; \quad (107)$$

для крейцкопфных дизелей

$$K_0 = 0,43 + 8,85 \left(\frac{d_k}{D} \right)^4, \quad (108)$$

где d_k — средний диаметр шейки коленчатого вала, м.

При наличии противовесов вводится коэффициент $K_n = 1,3—1,8$, а в случае V-образных дизелей — еще один коэффициент $K_v = 1,2—1,5$.

Обычно значение коэффициента K_0 находится в пределах от 1,4 до 2,5. Например, для двигателя 6Ч18/22 при $d_k =$

$$= 0,12 \text{ м получаем } K_0 = 0,91 + 4,08 \left(\frac{0,12}{0,22} \right)^2 = 2,12, \quad \theta_{кшм} = \\ = 2,12 \cdot 0,18^2 \cdot 0,22^3 \cdot 10^3 = 0,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad \theta_M = 18,54 - 6 \cdot 0,73 = \\ = 14,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таким образом, на коленчатый вал рассматриваемого двигателя необходимо установить дополнительную массу с моментом инерции $\theta_M = 14,15$ кг·м². Такая дополнительная масса, предназначенная для обеспечения заданной неравномерности вращения, называется маховиком.

Конструктивно маховик выполняется в виде узкого диска шириной H_M (м) и диаметром D_M (м).

После того как определен момент инерции маховика, можно оценить его основные размеры и массу. При этом один из размеров, например диаметр, выбирается, исходя из удобства размещения маховика на двигателе, а другой — определяется по формуле

$$\theta_M = 785 D_M^4 H_M. \quad (109)$$

Например, если принять $D_M = 0,65$ м, то ширина маховика, имеющего форму диска, будет определяться следующим образом:

$$H_M = \frac{\theta_M}{785 D_M^4} = \frac{14,15}{785 \cdot 0,65^4} = 0,1 \text{ м}. \quad (110)$$

В случае, когда основная масса маховика сосредоточена в кольце с внешним диаметром D_M и внутренним диаметром d_M , момент инерции маховика определяется по формуле:

$$\theta_M = 785 D_M^4 H_M \left[1 - \left(\frac{d_M}{D_M} \right)^2 \right]^2. \quad (111)$$

Для определения массы маховика можно применить формулу:

$$m_M = \frac{8 \theta_M}{D_M^3}. \quad (112)$$

В нашем примере масса маховика составляет $m_M = 8 \cdot 14,15 / 0,65^3 = 267,93$ кг.

Маховик обычно размещается со стороны фланца отбора мощности двигателя, к нему присоединяется валопровод или редуктор посредством жесткой или уругой муфты (см. [1],

[2] и [6]). На ободе маховика размещаются зубья шестерни или выемки для валоповоротного устройства.

В заключение следует отметить, что в процессе расчета крутильных колебаний валопровода момент инерции маховика может быть изменен с целью устранения запретных зон из рабочего диапазона частот вращения.

6. НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ И ВИБРАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

6.1. Виды вибрации, возникающей из-за внешней неуравновешенности двигателей

При изучении динамических нагрузок было отмечено, что силы инерции ПДМ и НВМ, а также опрокидывающий момент приводят к возникновению колебаний двигателя в целом, рассматриваемого как абсолютно твердое тело. Такие

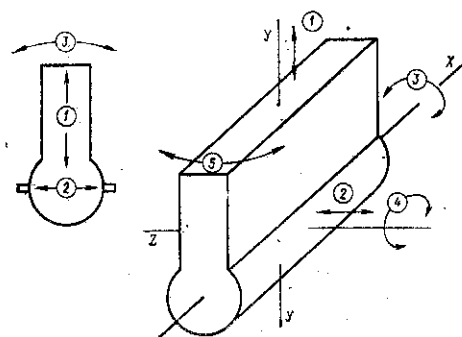


Рис. 16

колебания проявляются в виде низкочастотной вибрации и являются основным признаком внешней неуравновешенности двигателя.

Рассмотрим основные виды вибрации, которая может происходить под воздействием неуравновешенных динамических нагрузок двигателя.

Ознакомимся с видами вибрации одноци-

линдрового двигателя. Динамические нагрузки, действующие в плоскости вращения кривошипа, всегда неуравновешены и вызывают вибрацию трех видов (рис. 16). Вибрация первого вида представляет собой колебания двигателя в вертикальном направлении, которые возникают из-за сил инерции ПДМ первого и второго порядков, а также из-за вертикальной составляющей силы инерции НВМ первого порядка. Следовательно, в вертикальном направлении совершаются колебания первого порядка от сил инерции ПДМ и НВМ и второго порядка — от сил инерции ПДМ.

Второй вид вибрации — это колебания двигателя в горизонтальном направлении, возникающие от горизонтальной составляющей сил инерции НВМ только первого порядка; силы инерции ПДМ не создают колебаний двигателя в горизонтальном направлении.

Колебания третьего вида проявляются в виде боковых качаний двигателя вокруг оси вращения коленчатого вала под действием переменной составляющей опрокидывающего момента. Порядок таких колебаний равен числу вспышек за один оборот коленчатого вала. У одноцилиндрового четырехтактного двигателя этот порядок равен 0,5, а у двухтактного — 1.

У многоцилиндрового двигателя, который можно рассматривать как систему одинаковых КШМ, соединенных с общим коленчатым валом и распределенных по его длине, суммарное действие периодических динамических нагрузок КШМ будет зависеть от ряда дополнительных факторов: числа цилиндров, тактности, последовательности вспышек в цилиндрах, угла заклинки кривошипов и расстояния между цилиндрами.

Многоцилиндровый двигатель, рассматриваемый как абсолютно твердое тело, может в общем случае совершать пять видов вибрации.

Три вида вибрации — вертикальные, горизонтальные, боковые (вокруг оси КВ) колебания — мы уже рассмотрели. При этом у большинства многоцилиндровых двигателей сумма сил инерции ПДМ и НВМ равна нулю и тогда вертикальных и горизонтальных колебаний не возникает. Это значит, что двигатель внешне уравновешен в отношении соответствующих сил инерции ПДМ (первого или второго порядков) и НВМ (первого порядка). Боковые колебания, возникающие от переменной составляющей опрокидывающего момента, наблюдаются различной интенсивности у всех двигателей.

Порядок этих колебаний равен числу вспышек за оборот КВ, т. е. $\nu = 0,5z$ — для четырехтактного двигателя и $\nu = z$ — для двухтактного двигателя.

Два вида вибрации — галопирование (угловые колебания вокруг горизонтальной оси в вертикальной плоскости) и рыскание (вокруг вертикальной оси в горизонтальной плоскости) — характерны только для многоцилиндровых двигателей. Эти виды вибрации могут возникать тогда, когда сумма моментов от сил инерции ПДМ первого и второго порядков в вертикальной плоскости или моментов от сил инерции НВМ

первого порядка в обеих плоскостях не равны нулю. Однако во многих многоцилиндровых двигателях удается достигнуть полной уравновешенности в отношении указанных моментов, и тогда галопирования и рысканья не возникнет.

Из приведенных данных следует, что внешняя неуравновешенность двигателя характеризуется суммой сил инерции и моментов от сил инерции всех КШМ. Такие суммы еще называют остаточной неуравновешенной силой или остаточным неуравновешенным моментом. Двигатель считается уравновешенным в отношении той или иной динамической нагрузки, когда остаточный момент от сил инерции или остаточная сила инерции по двигателю в целом равна нулю.

Процесс разработки мероприятий по снижению остаточных сил и моментов называется уравновешиванием двигателя.

6.2. Расчет внешней неуравновешенности двигателей

Расчет внешней неуравновешенности двигателя заключается в геометрическом сложении колебаний рассматриваемых динамических нагрузок для всех КШМ вдоль оси коленчатого вала с учетом сдвига по фазе этих колебаний.

Напомним, что слагаемые и суммарные динамические нагрузки k -го вида ν -го порядка описываются периодическими функциями вида

$$P_{k\nu} = A_{k\nu} \cos(\omega t + \varphi_{k\nu}), \quad (113)$$

где $A_{k\nu}$ — амплитуда колебаний, равная вектору рассматриваемой динамической нагрузки, $\varphi_{k\nu}$ — сдвиг по фазе колебаний этой же нагрузки.

В дальнейшем мы будем рассматривать только зависимости для расчета векторов $A_{k\nu}$ динамических нагрузок, имея в виду, что их колебания описываются функцией вида (113).

У одноцилиндрового двигателя с центральным КШМ остаточные силы инерции равны им самим и определяются следующим образом. Неуравновешенные силы инерции КШМ, действующие в вертикальном направлении, могут совершать колебания первого и второго порядков. Вертикальная сила инерции КШМ первого порядка $P_{вн1}$ складывается из силы инерции ПДМ первого порядка $P_{ип1}$ и вертикальной составляющей силы инерции НВМ $P_{ивв}$. Отсюда находим

$$P_{вн1} = P_{ип1} + P_{ивв} = (m_{пд} + m_{в}) R \omega^2. \quad (114)$$

Вертикальная сила инерции второго порядка $P_{вн2}$ равна силе инерции ПДМ того же порядка $P_{ип2}$, т. е.

$$P_{вн2} = P_{ип2} = m_{пд} R \omega^2 \lambda. \quad (115)$$

Неуравновешенность КШМ в горизонтальном направлении характеризуется одним слагаемым — горизонтальной составляющей силы инерции НВМ. Тогда горизонтальная сила инерции

$$P_{гн1} = P_{ивг} = m_{в} R \omega^2. \quad (116)$$

Неуравновешенность одноцилиндрового двигателя в направлении его качания вокруг оси коленчатого вала характеризуется периодическим изменением переменной составляющей опрокидывающего момента относительно ее средней величины (см. рис. 15). Кроме того, амплитуда колебаний неуравновешенного опрокидывающего момента может быть определена с помощью гармонического коэффициента C , по формуле:

$$M_{оп\nu} = 0,125 \pi z D^2 S C, 10^3, \quad (117)$$

где порядок колебаний $\nu = 0,5z$ — для четырехтактного и $\nu = z$ — для двухтактного двигателя.

Последняя формула справедлива при любом числе цилиндров рядного двигателя.

Для пояснения способов расчета остаточных динамических нагрузок многоцилиндрового двигателя на рис. 17 приведены схема коленчатого вала (б) и схема расположения его кривошипов (а), которой соответствует векторная диаграмма для колебаний первого порядка. Векторная диаграмма второго порядка приведена на рис. 17, г.

Следует отметить, что угол заклинки кривошипов необходим для определения сдвига по фазе φ_{ν} колебаний динамиче-

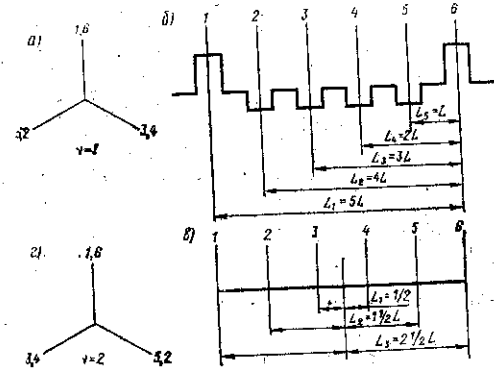


Рис. 17

ской нагрузки рассматриваемого y -го КШМ относительно колебаний той же нагрузки первого КШМ.

Рассматривая рядный многоцилиндровый двигатель с одинаковыми интервалами между вспышками, сдвиг по фазе φ_y для y -го цилиндра можно определить по формуле

$$\varphi_y = \nu(N_y - 1)\delta, \quad (118)$$

где N_y — номер вспышки в y -м цилиндре по порядку работы цилиндров. При рассмотрении сил и моментов первого порядка следует принимать $\nu = 1$, а второго — $\nu = 2$.

Как было показано в § 6.1, у многоцилиндрового двигателя, кроме неуравновешенности по силам инерции и опрокидывающему моменту, может также возникать неуравновешенность из-за остаточных моментов от сил инерции.

Рассмотрим образование момента от сил инерции любого y -го КШМ. Для этого возьмем за начало отсчета плеч сечение, проходящее через середину шейки последнего z -го кривошипа КВ. Тогда плечо L_y , к которому прикладывается сила инерции y -го КШМ, будет равно расстоянию от начала отсчета до середины шейки его кривошипа.

Если за единицу измерения плеч принять расстояние между соседними цилиндрами L , то относительное плечо для y -го КШМ будет равно

$$L_y = \frac{L_y}{L} = z - y. \quad (119)$$

Следовательно, абсолютная величина плеча L_y для y -го КШМ равна

$$L_y = L(z - y). \quad (120)$$

Очевидно, что момент M_{iy} от любой силы инерции P_{iy} y -го КШМ составит

$$M_{iy} = P_{iy}L_y = P_{iy}L(z - y). \quad (121)$$

Так же как и в случае рассмотрения сил инерции КШМ, моменты от сил инерции можно подразделить на три группы:

1. Моменты от сил инерции первого порядка M_{pi1} , действующие в вертикальной плоскости и создающие галопирование двигателя первого порядка. Для одного КШМ момент от сил инерции первого порядка в вертикальной плоскости определяется по формуле (121), в которой $P_{pi} = P_{pi1} = (m_{pi} + m_{pi2})R\omega^2$.

2. Моменты от сил инерции второго порядка M_{pi2} , действующие в вертикальной плоскости и также создающие галопирование двигателя второго порядка. В этом случае в формулу (121) подставляется $P_{pi} = P_{pi2} = m_{pi}R\omega^2\lambda$.

3. Моменты от сил инерции первого порядка, действующие в горизонтальной плоскости. При этом в формулу (121) подставляется $P_{pi} = P_{pi1} = m_{pi}R\omega^2$.

Таким образом, мы определили векторы и углы сдвига по фазе для всех видов динамических нагрузок, которые могут приводить к неуравновешенности двигателя.

После этого можно приступить к рассмотрению способов расчета суммарных (остаточных) сил инерции и моментов от сил инерции многоцилиндрового двигателя. Как уже отмечалось, эту задачу следует решать по общим правилам сложения одинаковых гармонических колебаний, сдвинутых относительно друг друга по фазе.

Рассмотрим графический и аналитический способы решения этой задачи.

Графический способ заключается в построении силового многоугольника векторов сил инерции или моментов от сил инерции КШМ, как это показано в § 1.1.

На рис. 18 приведено графическое сложение векторов сил (а) и моментов (б) для шестичилиндрового четырехтактного двигателя при $\delta = 120^\circ$. Из рисунка следует, что в рассматриваемом случае многоугольники для сил инерции и моментов от сил инерции первого и второго порядков оказались замкнутыми. Это указывает на полную внешнюю уравновешенность такого двигателя в отношении сил инерции и моментов от сил инерции первого и второго порядков как в вертикальной, так и горизонтальной плоскостях. Четырехтактный четырехцилиндровый двигатель является неуравновешенным в отношении сил и моментов от сил инерции второго порядка.

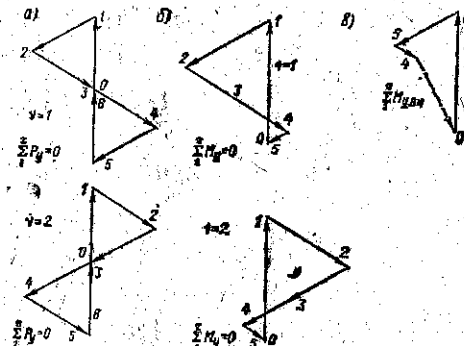


Рис. 18

Мы уже отмечали недостатки графического способа, поэтому в инженерных расчетах рекомендуется более широко использовать аналитический метод, в основе которого находится формула (13).

Для рядного многоцилиндрового двигателя с равными интервалами между вспышками и одинаковыми расстояниями между цилиндрами L с помощью формулы (13) можно получить следующие выражения для расчета безразмерных коэффициентов:

остаточных сил инерции первого порядка

$$K_{p1} = \sqrt{\left(\sum_1^z \cos \varphi_v\right)^2 + \left(\sum_1^z \sin \varphi_v\right)^2} = \\ = \sqrt{\left[\sum_1^z \cos (N_v - 1) \delta\right]^2 + \left[\sum_1^z \sin (N_v - 1) \delta\right]^2}, \quad (122)$$

остаточных сил инерции второго порядка

$$K_{p2} = \sqrt{\left(\sum_1^z \cos 2\varphi_v\right)^2 + \left(\sum_1^z \sin 2\varphi_v\right)^2} = \\ = \sqrt{\left[\sum_1^z \cos 2(N_v - 1) \delta\right]^2 + \left[\sum_1^z \sin 2(N_v - 1) \delta\right]^2}, \quad (123)$$

остаточных моментов от сил инерции первого порядка

$$K_{M1} = \sqrt{\left[\sum_1^z l_v \cos \varphi_v\right]^2 + \left[\sum_1^z l_v \sin \varphi_v\right]^2} = \\ = \sqrt{\left[\sum_1^z (z - y) \cos (N_v - 1) \delta\right]^2 + \left[\sum_1^z (z - y) \sin (N_v - 1) \delta\right]^2}, \quad (124)$$

остаточных моментов от сил инерции второго порядка

$$K_{M2} = \sqrt{\left[\sum_1^z l_v \cos 2\varphi_v\right]^2 + \left[\sum_1^z l_v \sin 2\varphi_v\right]^2} = \\ = \sqrt{\left[\sum_1^z (z - y) \cos 2(N_v - 1) \delta\right]^2 + \left[\sum_1^z (z - y) \sin 2(N_v - 1) \delta\right]^2}. \quad (125)$$

В табл. 8 приведены формулы для расчета остаточных неуравновешенных сил и моментов с помощью коэффициентов K_{p1} , K_{p2} , K_{M1} и K_{M2} . Следует отметить, что эти коэффициенты характеризуют степень неуравновешенности многоцилиндрового двигателя в зависимости от числа цилиндров, тактности и последовательности вспышек в цилиндрах.

Таблица 8

Формулы для расчета остаточных сил инерции и моментов от сил инерции многоцилиндрового рядного двигателя

Вид динамической нагрузки	Вид вибрации	Формула
Суммарные силы инерции первого порядка	Вертикальная первого порядка	$\sum_1^z P_{v11y} = K_{p1} P_{v11} =$ $= K_{p1} (m_n + m_b) R \omega^2$
Суммарные силы инерции второго порядка	Вертикальная второго порядка	$\sum_1^z P_{v22y} = K_{p2} P_{v22} =$ $= K_{p2} m_n R \omega^2 \lambda$
Суммарные силы инерции первого порядка	Горизонтальная первого порядка	$\sum_1^z P_{r11y} = K_{p1} P_{r11} =$ $= K_{p1} m_b R \omega^2$
Суммарный момент от сил инерции первого порядка	Галопирование первого порядка	$\sum_1^z M_{v11y} = K_{M1} L P_{v11} =$ $= K_{M1} L (m_n + m_b) R \omega^2$
Суммарный момент от сил инерции второго порядка	Галопирование второго порядка	$\sum_1^z M_{v22y} = K_{M2} L P_{v22} =$ $= K_{M2} L m_n R \omega^2 \lambda$
Суммарный момент от сил инерции первого порядка	Рыскание первого порядка	$\sum_1^z M_{r11y} = K_{M1} L P_{r11} =$ $= K_{M1} L m_b R \omega^2$

Коэффициенты остаточных сил инерции и моментов от сил инерции

z	δ, град.	Последовательность вспышек	Коэффициенты					
			K _{p1}	K _{p2}	K _{M1}	K _{M2}	K _{вн}	
Четырехтактные дизели								
1	360	1	1	1	0	0	0	0
2	360	1-2	2	0	0	0	0	0,5
3	120	1-3-2	0	0	3	3	3	0,5
4	180	1-3-4-2	0	4	0	0	0	1
5	72	1-2-4-5-3	0	0	0,449	4,98	4,98	1,31
6	120	1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	0	3
6	120	1-4-2-6-3-5	0	0	0	0	0	3
7	51,43	1-2-4-6-7-5-3	0	0	0,267	1	1	2,524
8	90	1-4-2-6-8-5-7-3	0	0	0	0	0	2
8	90	1-2-4-6-8-7-5-3	0	0	0	0	0	3,26
9	40	1-8-5-3-9-6-2-7-4	0	0	0,92	1,28	1,28	2,2
10	72	1-6-2-8-4-10-5-9-3-7	0	0	0	0	0	1,328
12	60	1-6-9-2-8-3-12-7-4-11-5-10	0	0	0	0	0	2
Двухтактные дизели								
1	360	1	1	1	0	0	0	0
2	180	1-2	0	2	1	1	0	0,5
3	120	1-2-3	0	0	3	3	3	0,5
4	90	1-3-2-4	0	0	2	4	4	0,745

5	72	1-5-2-3-4	0	0	0,449	4,98	4,98	1,309
6	60	1-6-2-4-3-5	0	0	0	3,464	3,464	3
6	60	1-6-4-2-5-3	0	0	2	6,928	6,928	0,917
6	60	1-5-3-6-2-4	0	0	3,46	0	0	3
7	51,43	1-7-2-5-4-3-6	0	0	0,267	1	1	2,524
7	51,43	1-7-4-2-6-3-5	0	0	0,85	5,53	5,53	1,2
8	45	1-8-2-6-4-5-3-7	0	0	0,448	0	0	3,154
9	40	1-9-2-7-4-5-6-3-8	0	0	0,194	0,548	0,548	4,15
9	40	1-9-4-3-7-5-2-8-6	0	0	0,92	1,28	1,28	2,2
10	36	1-10-2-8-4-6-5-7-8-9	0	0	0	0,896	0,896	4,98

Примечание. Таблица составлена для дизелей с равными расстояниями между цилиндрами.

Табличная форма расчета коэффициентов от сил инерции многоцилиндро

N_y	y	$\varphi_y = (N_y - 1)\delta$	$\cos \varphi_y$	$\sin \varphi_y$	$l_y = z - y$	$l_y \cos \varphi_y$
1	1	0	1	0	5	5
2	5	60	0,5	0,866	1	0,5
3	3	120	-0,5	0,866	3	-1,5
4	6	180	-1	0	0	0
5	2	240	-0,5	-0,866	4	-2
6	4	300	0,5	-0,866	2	1
Суммы			0	0		3
			$\sum \cos \varphi_y$	$\sum \sin \varphi_y$		$\sum l_y \cos \varphi_y$
			$K_{p1} = 0$			$K_{M1} =$

В табл. 9 приводятся значения указанных коэффициентов для наиболее распространенных рядных двухтактных и четырехтактных двигателей. Данные этой таблицы позволяют выбирать наиболее целесообразные варианты последовательности вспышек без расчета неуравновешенности. По табл. 9 можно сделать вывод о том, какие двигатели являются более уравновешенными, а какие — неуравновешенными. Расчет коэффициентов можно также выполнять по формулам (122) — (125) с применением типовой табл. 10, если последовательность вспышек проектируемого двигателя не представлена в таблицах. В табл. 10 дан пример расчета неуравновешенности шестицилиндрового двухтактного двигателя с углом заклинки кривошипа $\delta = 60^\circ$ и последовательностью вспышек 1—5—3—6—2—4.

В случае исследования неуравновешенности двигателя, у которого не соблюдается условие равенства масс, углов заклинки кривошипов или расстояний между цилиндрами, остаточные силы инерции и моменты от сил инерции должны рассчитываться непосредственно по формуле (13). Такую задачу приходится решать, например, при исследовании влияния разности поршней на уровень вибрации двигателя.

остаточных сил инерции и моментов вого рядного двигателя

$l_y \sin \varphi_y$	$2\varphi_y = 2(N_y - 1)$	$\cos 2\varphi_y$	$\sin 2\varphi_y$	$l_y \cos 2\varphi_y$	$l_y \sin 2\varphi_y$
0	0	1	0	5	0
0,866	120	-0,5	0,866	-0,5	0,866
2,598	240	-0,5	-0,866	-1,5	-2,598
0	360	1	0	0	0
-3,464	480	-0,5	0,866	-2	3,464
-1,732	600	-0,5	-0,866	-1	-1,732
-1,732		0	0	0	0
$\sum l_y \sin \varphi_y$		$\sum \cos 2\varphi_y$	$\sum \sin 2\varphi_y$	$\sum l_y \cos 2\varphi_y$	$\sum l_y \sin 2\varphi_y$
3,464		$K_{p2} = 0$		$K_{M2} = 0$	

Для оценки неуравновешенности от опрокидывающего момента в плоскости качания двигателя вокруг оси коленчатого вала применяется формула (117).

6.3. Понятие о внутренней неуравновешенности двигателя

При рассмотрении внешней неуравновешенности мы полагаем, что двигатель и коленчатый вал представляют собой абсолютно жесткое тело, совершающее колебания под воздействием остаточных динамических нагрузок. Однако в действительности коленчатый вал обладает способностью деформироваться под воздействием приложенных к нему моментов. Поэтому, даже при полной внешней уравновешенности, слагаемые силы инерции периодически изгибают коленчатый вал, что и является признаком внутренней неуравновешенности двигателя.

Внутренний неуравновешенный момент является причиной поломки коленчатых валов некоторых дизелей, а также повышенного изнашивания средних коренных подшипников коленчатого вала.

Для расчета внутреннего неуравновешенного момента необходимо сложить векторы моментов от сил инерции КШМ

для одной половины коленчатого вала (см. рис. 18, в), приняв за начало отсчета плеч его середину (см. рис. 17, в). Сложение производится по тем же правилам, которые применялись при анализе внешней уравновешенности. В табл. 9 приведены значения коэффициента внутреннего неуравновешенного момента $K_{вн}$ для ряда некоторых двигателей.

Из таблицы видно, что при одинаковом числе цилиндров z внутренний изгибающий момент зависит от последовательности вспышек в цилиндрах.

6.4. Критерии оценки неуравновешенности двигателя

Внешнюю уравновешенность можно оценить с помощью норм вибрации, которая возникает от остаточных неуравновешенных сил и моментов. При этом вводится допущение о том, что двигатель установлен на очень податливые амортизаторы; в противном случае на параметры вибрации двигателя будут оказывать влияние упругомассовые характеристики фундамента, что может привести как к увеличению, так и уменьшению амплитуд колебаний.

При указанном допущении амплитуды вибрации двигателя (в миллиметрах) под действием какой-либо неуравновешенной гармонической силы инерции P_n или неуравновешенного момента M_n определяются по формулам: при вертикальной и горизонтальной вибрации

$$A = \frac{P_n}{m_{дв} \omega^2} \cdot 10^3, \quad (126)$$

при галопировании, рысканьи и боковом качании

$$A = \frac{M_n L_{цт}}{\theta_{дв} \omega^2} \cdot 10^3, \quad (127)$$

где $m_{дв}$ — масса двигателя, кг; $\theta_{дв}$ — момент инерции двигателя вокруг соответствующей осн, кг·м²; $L_{цт}$ — расстояние от центра тяжести двигателя до наиболее удаленной от него точки, м.

Допустимые значения амплитуд вибрации амортизированного двигателя по правилам Регистра СССР составляют $A_{доп} = 0,3$ мм — для частоты колебаний $f < 17$ Гц и $A_{доп} = 5/f$ — при частоте $f > 17$ Гц.

6.5. Способы уравновешивания двигателя

С целью уменьшения вибрации двигателя до допустимой величины в некоторых случаях приходится разрабатывать специальные мероприятия по уменьшению остаточных сил инерции и моментов от них. Очевидно, что к таким мероприятиям можно отнести изменение числа цилиндров, углов заклинки кривошипов (в том числе для обеспечения равномерного чередования вспышек) или последовательности работы цилиндров. Однако такое решение можно принимать лишь на начальных этапах проектирования дизеля. Для спроектированного двигателя приходится использовать другие способы и специальные устройства.

Наиболее распространенным способом снижения сил инерции первого порядка и моментов от них является установка противовесов массой $m_{пр}$ на щеки коленчатого вала. Их установка приводит к уменьшению силы инерции до величины

$$P'_{вн1} = (m_{п1} + m_{в1} - m_{пр1}) R \omega^2. \quad (128)$$

Из формулы видно, что приведенная масса противовеса должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы нейтрализовать приведенную НВМ $m_{в1}$ и часть ПДМ $m_{п1}$, но не привести к увеличению горизонтальной неуравновешенной силы $P_{гн1} = m_{в1} R \omega^2$.

Противовесы чаще всего применяются в двухтактных и четырехтактных двигателях с повышенной частотой вращения. Установка противовесов способствует не только снижению вибрации первого порядка, но и уменьшению нагрузок на подшипники и внутреннего неуравновешенного изгибающего момента.

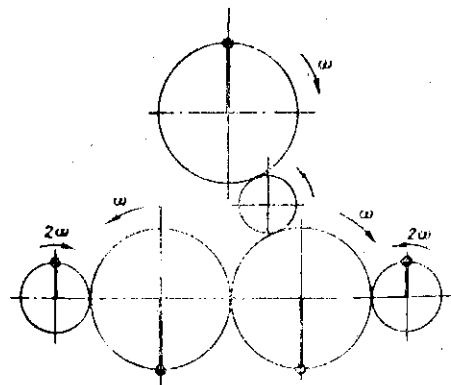


Рис. 19

Для борьбы с вибрацией второго порядка одно-, двух-, трех- и четырехцилиндровых четырехтактных двигателей в ряде случаев применяют специальные устройства, создающие искусственные силы инерции, действующие в противофазе по отношению к неуравновешенным силам инерции двигателя (рис. 19). В этих устройствах имеются неуравно-

вешенные массы, которые вращаются с удвоенной скоростью по сравнению с частотой вращения коленчатого вала.

Для борьбы со всеми видами вибрации всегда полезно увеличивать массу фундамента, на котором установлен двигатель.

7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ПОРШНЕВОЙ ПАЛЕЦ, ШАТУННЫЕ И КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ И ГОЛОВНЫЕ, ШАТУННЫЕ И КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ

При расчете на прочность и износ головных, шатунных и коренных подшипников, а также поршневого пальца, шатунных и коренных шеек большое значение имеет определенное усилий, действующих на эти детали. Эти силы передаются масляным слоем, находящимся в зазоре между поверхностями пальца и шеек и подшипниками.

О работоспособности подшипников судят по величине удельного давления на них. При этом определяют по формулам максимальное и среднее удельные давления $q_{\max} = P_{\alpha \max} / dl$ и $q_{\text{ср}} = P_{\alpha \text{ср}} / dl$, в которых максимальное и среднее значение результирующей силы, действующей на шейку (подшипник), отнесены к площади ее диаметрального сечения (dl).

Наибольшие нагрузки возникают в момент пуска двигателя, когда ускорения малы, и при определении результирующих сил силы инерции не учитываются, а средние нагрузки определяются с учетом сил инерции.

Сила P_{α} действует на верхнюю головку шатуна от поршневого пальца. Точка приложения силы P_{α} между поршневым пальцем и верхней головкой шатуна определяется углом β . При работе двигателя точка приложения силы P_{α} перемещается по поверхностям поршневого пальца и втулки верхней головки шатуна и изменяет свое значение. Следует отметить, что направление силы в любом положении механизма проходит через ось поршневого пальца.

Откладывая в каждой точке в радиальном направлении соответствующее значение силы P_{α} , получим так называемые полярные диаграммы. На основании этих диаграмм можно обоснованно определять места сверления каналов подвода масла.

Практика эксплуатации двигателей показывает, что допускаемые значения удельных давлений в значительной

степени зависят от марки антифрикционных сплавов, применяемых в подшипнике.

В работе [4] приведены следующие данные для подшипников шатуна:

Таблица 11

Допустимые удельные нагрузки на подшипники

Сплав вкладыша подшипника	q_{\max} кгс/см ²	Скорость скольжения v , м/с
Б-83	180—200	4—6
БН	150—180	—
БрС30	300—600	10
АСМ	200	9

На шатунную шейку коленчатого вала действуют тангенциальная сила P_t , радиальная (нормальная) сила P_R и центробежная сила инерции $P_{\text{ц}}$, возникающая вследствие вращения массы шатуна, приведенной к оси шатунной шейки (кривошипу), и направленная по радиусу кривошипа. Результирующая сила P_{α} , действующая на шатунную шейку, будет равна

$$P_{\alpha} = P_t + P_R + P_{\text{ц}}$$

Геометрическое место конца вектора силы P_{α} для различных значений угла α представляет собой векторную (полярную) диаграмму этой силы относительно оси шатунной шейки.

Обозначив сумму радиально направленных сил через $P_{R\alpha} = P_R + P_{\text{ц}}$, значение результирующей силы будет $P_{\alpha} = \sqrt{P_{R\alpha}^2 + P_t^2}$.

Положительными направлениями сил $P_{R\alpha}$ и P_t считаем, для $P_{R\alpha}$ направление к оси коленчатого вала, а для P_t — по касательной в сторону вращения. На рис. 20 приведена результирующая сила, действующая на ось шатунной шейки. Из рисунка видно, что точка приложения результирующей силы P_{α} на поверхности шатунной шейки определяется углом φ , отсчитываемым от оси кривошипа в сторону, противоположную вращению коленчатого вала. Такая же по величине сила P_{α} действует в противоположном направлении на подшипник шатунной шейки, точка приложения этой силы на поверхности подшипника определяется углом γ , отсчиты-

ваемым от оси шатуна в сторону, противоположную вращению кривошипа. Учитывая, что угол между осями кривошипа и шатуна равен $\alpha + \beta$, можно выразить зависимость между углами γ и φ :

$$\gamma = \varphi - (\alpha + \beta). \quad (130)$$

Абсолютное значение угла между силами $P_{R\alpha}$ и P_a можно найти по формуле $|\varphi_0| = \arcsin \frac{P_t}{P_a}$.

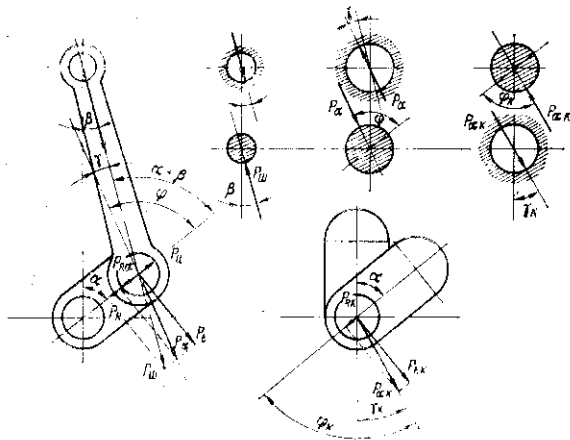


Рис. 20

Связь между углами φ и φ_0 определяется в зависимости от направления сил $P_{R\alpha}$ и P_t с учетом следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } P_{R\alpha} > 0 \text{ и } P_t > 0 \quad \varphi &= \varphi_0; \\ \text{при } P_{R\alpha} < 0 \text{ и } P_t > 0 \quad \varphi &= 180^\circ - \varphi_0; \\ \text{при } P_{R\alpha} < 0 \text{ и } P_t < 0 \quad \varphi &= 180^\circ + \varphi_0; \\ \text{при } P_{R\alpha} > 0 \text{ и } P_t < 0 \quad \varphi &= 360^\circ - \varphi_0. \end{aligned} \right\} \quad (131)$$

Определение результирующей силы P_a и точек приложения этой силы удобно производить в таблице по форме, представленной ниже.

Силы, действующие на шатунный подшипник, по величине равны, но противоположны по направлению силам, действующим на шатунную шейку. Иными словами, результирующая сила, действующая на шатунный подшипник, будет равна и

противоположно направлена соответствующей результирующей силе P_a , действующей на шатунную шейку.

Форма

1	2	3	4	5	6	7	8
a	P_t	$P_{R\alpha}$	$P_a = \sqrt{P_t^2 + P_{R\alpha}^2}$	$\varphi_0 = \arcsin \times \left(\frac{P_t}{P_a} \right)$	φ	$\alpha + \beta$	$\gamma = \varphi - (\alpha + \beta)$

В графе 4 формы определяются максимальное и среднее значения результирующей силы P_a , а также максимальная и средняя удельные нагрузки на шейку и соответствующий подшипник. Для наглядного изображения зависимости изменения результирующей силы и перемещения точек ее приложения по периметрам шатунной шейки и соответствующего подшипника от угла поворота КВ α строятся полярные или векторные диаграммы.

Характер изменения нагрузок на шатунную шейку будет более наглядным, если полярную диаграмму силы P_a перестроить в прямоугольные координаты. Эти диаграммы дают представление об отношении максимального к среднему значению результирующей силы P_a . Полярную диаграмму сил P_a используют, кроме того, для построения условной диаграммы износов шатунной шейки и соответствующего подшипника, позволяющей определить их наименее нагруженные участки.

При определении нагрузки на коренные шейки предполагается, что коленчатый вал разрезной и свободно опирается на коренные подшипники как на точечные опоры, расположенные в их центре.

В связи с принятым допущением произвольная k -я коренная шейка воспринимает половину нагрузки от k -го и $(k+1)$ -го кривошипов. Векторные диаграммы давлений (нагрузок) на коренные шейки строят так же, как и на шатунные шейки, но с учетом порядка работы цилиндров двигателя и схемы раскладки кривошипов коленчатого вала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дизели: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1977.
2. Тузов Л. В. Крутильные колебания в ДВС. — Л.: СЗНИ, 1977.

3. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Высш. школа, 1970.
4. Сегаль В. Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1974.
5. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Судостроение, 1964.
6. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС. — Л.: Судостроение, 1968.
7. Ефремов Л. В., Черняховский Э. Р. Надежность и вибрация дизельных установок промышленных судов. — М.: Пищевая промышленность, 1980.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	3
1. Общие понятия о динамических нагрузках и колебаниях ДВС	3
1.1. Основные понятия о периодических колебаниях	3
1.2. Классификация динамических нагрузок	11
1.3. Влияние динамических нагрузок на показатели работы двигателей	13
2. Конструкция и кинематика кривошипно-шатунного механизма	14
2.1. Конструктивные особенности КШМ	14
2.2. Расчетная модель КШМ	15
2.3. Кинематика центрального КШМ	13
3. Динамические нагрузки КШМ	21
3.1. Единицы измерения динамических нагрузок	21
3.2. Первичные динамические нагрузки	23
3.3. Движущая сила и ее определение	27
3.4. Нормальная, радиальная и тангенциальная силы и их определение	39
3.5. Крутящий момент кривошипа и опрокидывающий момент одноцилиндрового двигателя	42
4. Набегающие и суммарные тангенциальные силы и крутящие моменты коленчатого вала многоцилиндрового двигателя	44
4.1. Порядок работы цилиндров и заклинка кривошипов коленчатого вала	44
4.2. Набегающие и суммарные тангенциальные силы и крутящие моменты	46
4.3. Определение средней суммарной тангенциальной силы и среднего крутящего момента коленчатого вала	49
4.4. Особенности расчета тангенциальных сил и крутящих моментов коленчатых валов V-образных ДВС	52
5. Неравномерность вращения коленчатого вала ДВС	53
5.1. Неравномерность вращения коленчатого вала	53
5.2. Определение момента инерции, массы и размеров маховика	56
	77

	Стр.
6. Неуравновешенность и вибрация двигателей	58
6.1. Виды вибрации, возникающей из-за внешней неуравно- вешенности двигателей	58
6.2. Расчет внешней неуравновешенности двигателей	60
6.3. Понятие о внутренней неуравновешенности двигателя	69
6.4. Критерии оценки неуравновешенности двигателя	70
6.5. Способы уравнивания двигателя	74
7. Силы, действующие на поршневой палец, шатунные и коренные шейки, и головные, шатунные и коренные подшипники	72
Литература	75

Леонид Владимирович Ефремов

Леонид Васильевич Тузов

ДИНАМИКА СУДОВЫХ И СТАЦИОНАРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебное пособие

Редакторы *Т. В. Шабанова, В. В. Рачеева*

Корректор *Т. Б. Полищук*

Сдано в набор 28.11.82. Подп. к печати 15.12.82. М-49417.
Формат 60×84^{1/16}. Бумага оберточная. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 5. Уч.-изд. л. 5. Тираж 1500.
Заказ 6283. Цена 25 к.

Редакционно-издательский отдел СЗПИ

Межвузовская типография (2) СППО-2 Ленуприздата
191041, Ленинград, ул. Халтурина, 5