



С. С. БАЛАНДИН **БЕСШАТУННЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**



**БЕСЩАТУННЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с поступившими после первого издания книги многочисленными просьбами и пожеланиями читателей в этом издании более подробно изложен опыт доводки основных элементов бесшатунных двигателей и дано краткое объяснение, почему в строившихся бесшатунных двигателях использовался только один конструктивный вариант бесшатунного механизма и не использовались два других конструктивных варианта, приведенных в книге.

Настоящая книга знакомит читателей с бесшатунными поршневыми двигателями внутреннего сгорания мощностью 80—10 000 л. с., в которых преобразование возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение вала осуществляется бесшатунным силовым механизмом.

Этот механизм первоначально был применен автором книги в 1935—1936 гг. в паровых машинах и позднее, 1937—1951 гг., в создававшихся под его руководством двигателях внутреннего сгорания авиационного типа, основные сведения по которым приведены во второй главе книги.

Схема силового механизма, кинематика, динамика и компоновка бесшатунных поршневых двигателей¹ имеют ряд принципиальных отличий от двигателей с кривошипно-шатунным механизмом.

Бесшатунный механизм позволяет конструктивно просто осуществлять при малых габаритах и высокой быстроходности двигателей двусторонний рабочий процесс в цилиндрах и получать вследствие этого почти удвоенную литровую и габаритную мощность.

Этот же механизм дает возможность иметь в двигателях при использовании цилиндров двойного действия эффективную систему охлаждения поршней с принудительной циркуляцией масла по замкнутому контуру, способную обеспечивать надежное охлаждение их даже при высокой степени форсирования двигателей по числам оборотов и наддуву, дозированной по режимам работы двигателей подачу масла для смазки поршневых колец и в результате длительную работоспособность цилиндрово-поршневой группы.

¹ По этим двигателям автору выдано авторское свидетельство № 118471.

При бесшатунном механизме полностью исключается трение поршней о стенки цилиндров и значительно снижаются нагрузки и трение в кинематических парах механизма на единицу развиваемой мощности. Благодаря этому у бесшатунных двигателей по сравнению с аналогичными кривошипно-шатунными двигателями в несколько раз снижаются суммарные потери мощности на трение, значительно увеличивается коэффициент полезного действия (к. п. д.), улучшается экономичность, повышается надежность и создаются благоприятные условия для увеличения моторесурса двигателей и дальнейшего их форсирования по наддуву, числам оборотов и средней скорости поршня.

В процессе создания опытных бесшатунных двигателей в каждом новом, последовательно создававшемся и испытывавшемся двигателе проявлялись все новые и новые положительные качества и преимущества бесшатунной схемы; благодаря этому работы по бесшатунным двигателям непрерывно расширялись. За относительно короткий срок с 1938 по 1948 г. был разработан, построен и испытан целый ряд опытных бесшатунных двигателей: ОМБ, МБ-4, МБ-46, МБ-8, МБ-86, ОМ-127, ОМ-127РН, различных по конструкции и мощности, и на основе накопленного по этим двигателям опыта разрабатывался и строился сверхмощный авиационный бесшатунный двигатель М-127К.

Все построенные бесшатунные двигатели имели по сравнению с аналогичными кривошипно-шатунными двигателями равной мощности в несколько раз меньшие габариты, значительно большую литровую мощность, меньший удельный расход топлива, меньшую удельную массу конструкции и увеличенный моторесурс.

Это, безусловно, обеспечило бы последующее внедрение бесшатунных двигателей в авиацию, если бы ко времени развертывания основных работ по созданию авиационного бесшатунного двигателя М-127 мощностью 10 000 л. с. не появились турбореактивные двигатели, которые обеспечили самолетам современные сверхзвуковые скорости и большие высоты полета, невозможные при поршневых двигателях, развивающих тягу с помощью воздушных винтов.

Бесшатунные двигатели могут быть с успехом использованы в морском, речном, железнодорожном и автомобильном транспорте, на тракторах и других сельскохозяйственных машинах.

Возможность использования принципа секционной конструкции бесшатунных двигателей позволяет получать из одних и тех же деталей и узлов двигателя различной мощности.

С бесшатунным механизмом могут создаваться дизели и бензиновые двигатели различного назначения, быстроходные паровые машины, поршневые компрессоры, насосы, мотогазогенераторы, комбинированные турбопоршневые двигатели и различные поршневые и кулисные агрегаты.

Глава 1

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЕЕ ОСОБЕННОСТИ

В бесшатунных двигателях прямолинейное возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах преобразуется во вращательное движение валов бесшатунным силовым механизмом (БСМ), который позволяет создавать быстроходные малогабаритные поршневые двигатели с односторонним и двусторонним рабочим процессом в цилиндрах, именуемые ниже двигателями одинарного и двойного действия.

На рис. 1 представлены две компоновочные схемы X-образных бесшатунных двигателей одинарного действия с различным расположением цилиндров.

Поршни 1 каждой пары цилиндров, расположенные соосно по обе стороны картера, соединены с одним общим штоком 2. В средней части штоков имеются ползуны 3, скользящие по направляющим 4, расположенным в картере. Ползуны шарнирно связаны с точками А и В промежуточного звена АСВ, точка С которого, так же шарнирно, соединена с кривошипами ОС, вращающимися вокруг оси О.

Направляющие 4 и промежуточное звено АСВ обеспечивают прямолинейное возвратно-поступательное движение штоков и связанных с ними поршней строго по осям $Y-Y$ и $X-X$ соответствующих цилиндров. Поршни и цилиндры при этом не касаются один другого и полностью освобождены от боковых сил при работе двигателя.

Для осуществления беспрепятственного движения штоков по направлению осей $Y-Y$ и $X-X$ цилиндры, расположенные по этим осям, смещены одни относительно других на некоторое расстояние в направлении продольной оси двигателя, однако и при этом механизм остается плоским, так как все его точки перемещаются в параллельных плоскостях.

При бесшатунном механизме отдельные цилиндры или цилиндрические блоки можно располагать в поперечной плоскости двигателей с различными углами между их осями.

Рассмотрим схему механизма с углом между осями цилиндров $\gamma = 90^\circ$ (рис. 1, а).

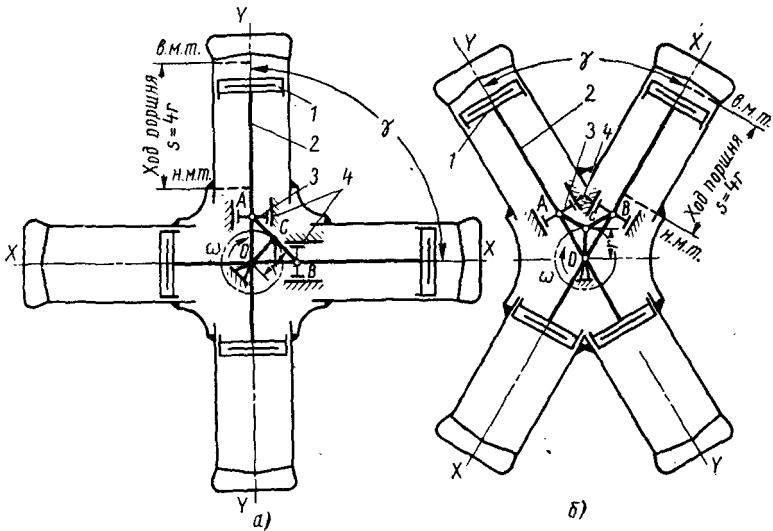


Рис. 1. Схемы компоновки бесшатунных двигателей:
а — $\gamma = 90^\circ$; б — $\gamma \neq 90^\circ$

Пусть стержень ACB длиной $2r$ (рис. 2, а) перемещается в плоскости XOY таким образом, что его концы скользят вдоль взаимно перпендикулярных осей: точка A — вдоль оси OY ,

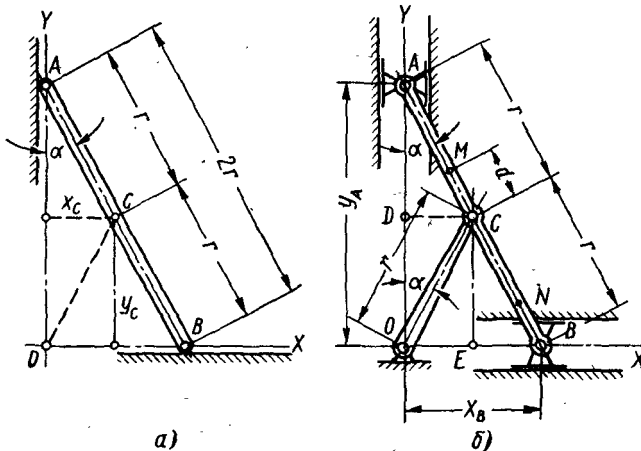


Рис. 2. Принципиальная схема бесшатунного механизма:
а — координаты точки C ; б — схема механизма

а точка B — вдоль оси OX . Определим траекторию движения его средней точки C .

Координаты точки C при произвольном положении стержня, когда он расположен по отношению к оси OY под некоторым углом α :

$$y_C = BC \cos \alpha = r \cos \alpha; \quad (1)$$

$$x_C = AC \sin \alpha = r \sin \alpha. \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) видно, что точка C всегда находится на постоянном расстоянии от начала координат (точки O):

$$OC = \sqrt{y_C^2 + x_C^2} = r,$$

т. е. точка C движется по окружности радиуса r с центром в точке O .

Если соединить точку C с точкой O кривошипом OC (рис. 2, б) и установить направляющие вдоль осей OY и OX , получится механизм, преобразующий прямолинейное движение точек A и B во вращательное движение кривошипа OC . Сила, приложенная к точке A или B по направлению их движения, будет поворачивать кривошип OC и, наоборот, вращение кривошипа OC — перемещать точки A и B вдоль их направляющих.

Эта схема и лежит в основе бесшатунного механизма, в котором роль стержня выполняет промежуточное звено ACB , имеющее специальную форму.

Определим зависимость координат точек A и B от угла поворота кривошипа OC . Из рис. 2, б видно, что угол между кривошипом и осью OY равен углу α , так как треугольник ACO равнобедренный. Учитывая это, находим

$$y_A = OA = OD + DA = 2r \cos \alpha; \quad (3)$$

$$x_B = OB = OE + EB = 2r \sin \alpha. \quad (4)$$

Координаты крайних положений точек A и B :

$$y_{A\max} = 2r \text{ при } \alpha = 0^\circ; \quad y_{A\min} = -2r \text{ при } \alpha = 180^\circ;$$

$$x_{B\max} = 2r \text{ при } \alpha = 90^\circ; \quad x_{B\min} = -2r \text{ при } \alpha = 270^\circ.$$

Расстояние между крайними положениями, которое каждая точка проходит за половину оборота кривошипа, $S_A = S_B = 4r$. За полный оборот кривошипа точки проходят этот путь дважды, совершая возвратно-поступательное движение. Звено ACB за это время совершит также полный оборот, но в сторону, противоположную вращению кривошипа. Если обозначить угловую скорость вращения кривошипа ω , а звена ACB ω_C , то $\omega_C = -\omega$.

Связь между координатами точек A и B при любом положении кривошипа определяют из прямоугольного треугольника OAB , гипотенузой которого служит длина звена ACB , равная $2r$:

$$\sqrt{y_A^2 + x_B^2} = 2r.$$

Точки, расположенные на прямой, соединяющей точки C и A или C и B , а также на продолжении этих прямых за точками A или B , движутся по эллиптическим траекториям. Координаты точки M , расположенной между точками C и A на расстоянии d от точки C :

$$y_M = BM \cos \alpha = (r + d) \cos \alpha; \quad (5)$$

$$x_M = AM \sin \alpha = (r - d) \sin \alpha. \quad (6)$$

После преобразования уравнений (5) и (6) получим уравнение эллипса

$$\frac{y_M^2}{(r + d)^2} + \frac{x_M^2}{(r - d)^2} = 1.$$

Большая ось эллипса направлена вдоль той оси, по которой совершает прямолинейное движение ближайшая точка звена.

Так, например, точка N описывает эллипс, большая ось которого расположена по оси OX .

Условие взаимной перпендикулярности, направлений движения точек A и B не является обязательным для бесшатунного механизма. Рассмотрим схему механизма с углом между осями цилиндров $\gamma \neq 90^\circ$ (рис. 1, б).

Проведем две окружности (одну радиусом r из центра C , другую радиусом $2r$ из центра O , рис. 3), которые имеют общую точку внутреннего касания. При вращении кривошипа OC малая окружность будет катиться без скольжения по неподвижной большой окружности, вращаясь вместе со стержнем ACB в сторону, противоположную вращению кривошипа.

Известно, что в этом случае траекторией любой точки, лежащей на катящейся окружности, служит диаметр неподвижной окружности, проходящий через данную точку. Так, например, точка A движется по вертикальному диаметру $A'A''$, точка B — по горизонтальному диаметру $B'B''$, точки D и E — по соответствующим наклонным диаметрам $D'D''$ и $E'E''$. Поэтому можно не только точки A и B , расположенные на взаимно перпендикулярных диаметрах, но и любую другую пару точек, например точки A и E , соединить с точкой C изогнутым стержнем ACE и установить направляющие вдоль соответствующих диаметров неподвижной окружности.

Если угол между диаметрами $A'A''$ и $E'E''$ равен γ , то угол β между сторонами CA и CE звена ACE должен быть равен 2γ . Это следует из того, что оба эти угла опираются на одну и ту же дугу малой окружности AE , но угол γ (AOE) — вписанный, в угол β (ACE) — центральный.

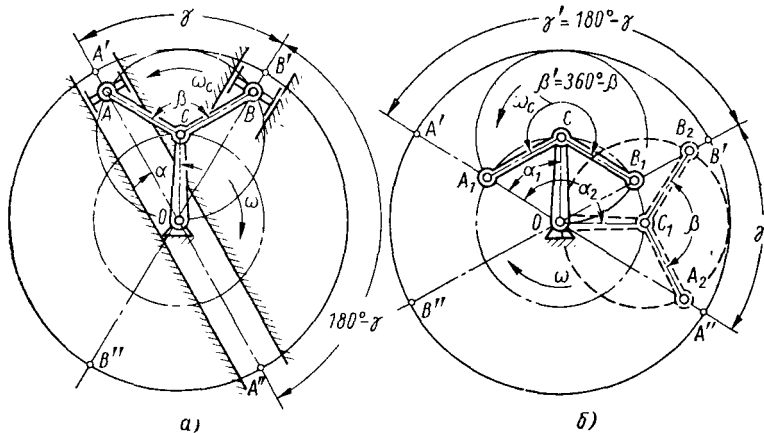


Рис. 4. Схемы бесшатунного механизма:
 а — $\gamma \neq 90^\circ$; б — $\gamma' = 180^\circ - \gamma$

Угол γ может быть любым от 0 до 180° , но не равным ни нулю, ни 180° . Из рис. 4 видно, что механизм с углом $\gamma' = 180^\circ - \gamma$ идентичен механизму с углом γ .

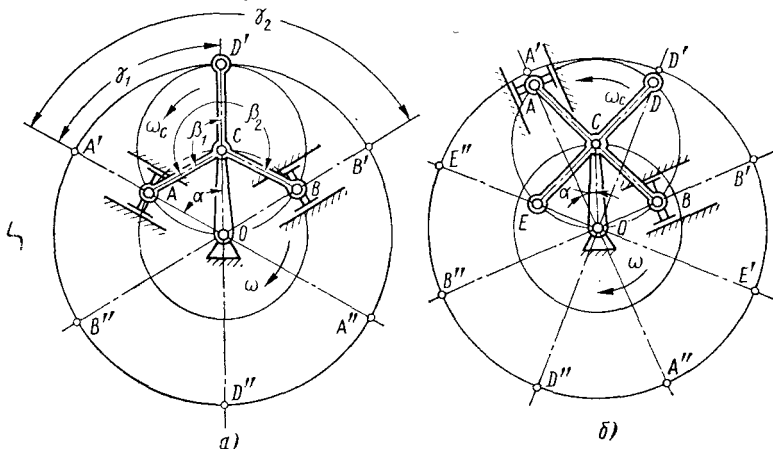


Рис. 5. Схемы бесшатунного механизма:
 а — с тремя связанными точками; б — с четырьмя связанными точками

С точкой C можно связать не только две, но и большее количество точек, расположенных на малой окружности (рис. 5), необходимо только иметь в виду, что ось каждой последующей

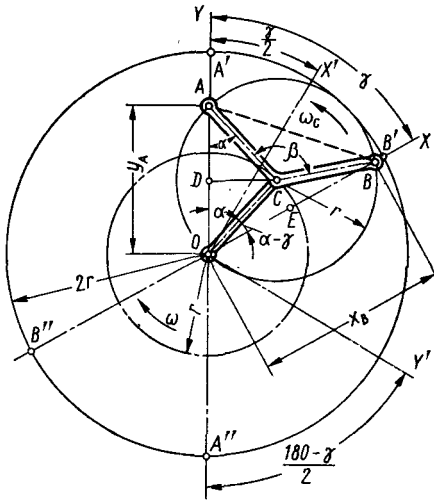
пары цилиндров должна быть сдвинута вдоль продольной оси двигателя. Поэтому бесшатунные двигатели могут иметь самые различные компоновки: V-образные, X-образные и звездообразные с расположением цилиндров под различными углами.

Зависимость координат точек A и B от угла поворота кривошипа OC бесшатунного механизма с углом $\gamma \neq 90^\circ$ ясна из схемы, представленной на рис. 6:

$$y_A = OD + DA = 2r \cos \alpha;$$

$$x_B = OE + EB = 2r \cos(\alpha - \gamma).$$

Связь между y_A и x_B найдем, определив расстояние между точками A и B из треугольника ACB



$$AB = 2r \sin \frac{\beta}{2} = 2r \sin \gamma$$

и из треугольника AOB

$$AB = \sqrt{y_A^2 + x_B^2 - 2y_A x_B \cos \gamma}.$$

Приравнявая правые части написанных выражений, получим

$$\frac{\sqrt{y_A^2 + x_B^2 - 2y_A x_B \cos \gamma}}{\sin \gamma} = 2r.$$

Уравнение движения точки C удобнее выразить в системе координат, оси OY' и OX' которой направлены по

биссектрисам углов γ и $180^\circ - \gamma$ и остаются взаимно перпендикулярными при любых значениях угла γ :

$$y'_C = r \cos \left(\alpha - \frac{\gamma}{2} \right); \quad (7)$$

$$x'_C = r \sin \left(\alpha - \frac{\gamma}{2} \right). \quad (8)$$

Преобразуя выражения (7) и (8), получим уравнение окружности

$$x_C'^2 + y_C'^2 = r^2.$$

Строившиеся до настоящего времени бесшатунные двигатели имели X-образное расположение цилиндров с углом между осями цилиндров $\gamma = 90^\circ$ (см. рис. 1, а).

В связи с этим дальнейшее содержание книги посвящено описанию и анализу бесшатунных двигателей с углом $\gamma = 90^\circ$.

Из рассмотренных схем бесшатунного механизма видно, что для обеспечения прямолинейных траекторий точек A и B , соединенных между собой и с точкой C кривошипа OC жестким звеном ACB , достаточно иметь направляющие только у одной точки — A или B (рис. 7). Однако такая схема неприемлема по условиям распределения действующих в механизме сил.

Если установить направляющие только для одной точки A , сторона AC звена ACB с кривошипом OC образуют обычный кривошипно-шатунный механизм с отношением радиуса кривошипа OC к длине шатуна CA , равным единице. В этом случае по мере приближения угла α к 90° и 270° составляющие приложенной к точке A силы P — боковая сила $N = P \operatorname{tg} \alpha$ и направленная вдоль оси AC сила $S = \frac{P}{\cos \alpha}$ — неограниченно возрастают, стремясь к бесконечности.

При двух направляющих бесшатунный механизм никогда не обращается в кривошипно-шатунный.

Следует иметь в виду, что во всех кинематических парах бесшатунных двигателей между трущимися поверхностями имеются зазоры (рис. 8). Величины зазоров и допусков на несоосности и отклонения в размерах элементов механизма должны выбираться из условия, чтобы каждая из полусумм диаметральных зазоров: $\delta_o + \delta_A + \delta_C + \delta_K$ или $\delta_o + \delta_B + \delta_C + \delta_K$ (диаметральный зазор $\Delta = 2\delta$) всегда была больше суммы допусков на технологические отклонения от номинальных размеров, несоосность и неконцентричность элементов бесшатунного механизма, но должна быть меньше разности величин радиального зазора между цилиндрами и поршнями и допуска на несоосность цилиндров с направляющими. При выполнении этих условий во всех кинематических парах бесшатунного механизма всегда будут обеспечиваться гарантированные зазоры, наличие несущей масляной пленки и будет отсутствовать трение между поршнями и цилиндрами.

Рассмотрим, как передается на кривошип OC сила P , действующая в точке A , по мере поворота кривошипа и при условии, что масляная пленка в кинематических парах отсутствует (рис. 9). Допустим, что при крайнем верхнем положении точки A , когда звено ACB располагается вдоль оси OY , ползуны точек A и B установлены симметрично в направляющих с одинаковыми по обеим сторонам зазорами δ .

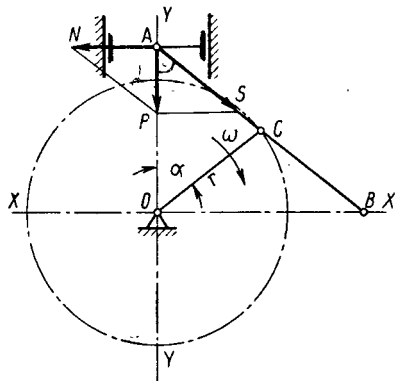


Рис. 7. Силы, действующие в бесшатунном механизме при одном ползуне

При отклонении звена ACB от оси OY на небольшой угол α появляется момент M силы P относительно точки C , под действием которого звено ACB поворачивается дополнительно на некоторый угол $\Delta\alpha$. Точка A смещается в положение A_1 , и ползун ее прижимается к направляющей.

Ползун точки B при повороте звена ACB перемещается вверх, но коснуться направляющей он не может, потому что, как это видно из рис. 9, a , при малом установленном угле α для смещения точки B с оси на величину зазора требуется значительный дополнительный

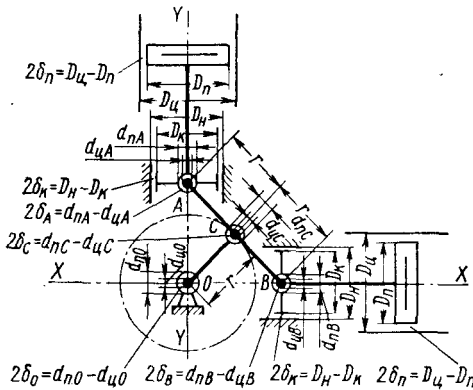


Рис. 8. Система зазоров в кинематических парах бесшатунного механизма. Буквами D и d обозначены диаметры: D_u — цилиндра; D_n — поршня; d_{nA} , d_{nB} — штоковых подшипников; d_{uA} , d_{uB} — цапф звена ACB в точках A и B ; D_n — расточки направляющих картера; D_n — расточки ползунов; d_{nC} — подшипников звеньев OC в точке C ; d_{uC} — цапф звена ACB в точке C ; d_{nO} — центральных подшипников в точке O ; d_{uO} — центральных цапф звеньев OC в точке O

момент оба ползуна будут касаться своих направляющих.

При дальнейшем повороте кривошипа ползун точки A начинает отходить от направляющей, потому что для сохранения контакта с ней необходим дополнительный поворот звена ACB , но этому препятствует ползун точки B . Сила P , создающая момент относительно точки C , равный $Pr \sin(\alpha + \Delta\alpha)$, прижимает ползун B к направляющей (рис. 9, b).

Таким образом, силы, передающиеся на направляющие ползунов, при любом положении кривошипа ограничены конечной величиной. Сила N , действующая на направляющие точки A , равна $P \tan(\alpha + \Delta\alpha)$ и достигает максимальной величины при $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$. При дальнейшем повороте кривошипа от $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$ до $\alpha = 135^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$ сила N воспринимается направляющей точки B .

но больший дополнительный угол поворота звена ACB , чем угол $\Delta\alpha$, так как изменение зазора в точке A равно $AA_1 \cos(\alpha + \frac{\Delta\alpha}{2})$, а в точке B составляет $BB_1 \sin(\alpha + \frac{\Delta\alpha}{2})$.

Сила P раскладывается, как в обычном кривошипно-шатунном механизме, на силу S , направленную по оси звена ACB , и на силу N , прижимающую ползун точки A к направляющей.

Такое положение ползунов, когда ползун в точке A прижат к направляющей, а ползун в точке B свободен, сохраняется до величины угла $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$, при котором $AA_1 = BB_1$. В этот

Траектории движения точек A и B при свободных зазорах между ползунами и направляющими показаны на рис. 10.

Практически же при работе механизма с принудительной смазкой во всех зазорах создается гидродинамическое давление

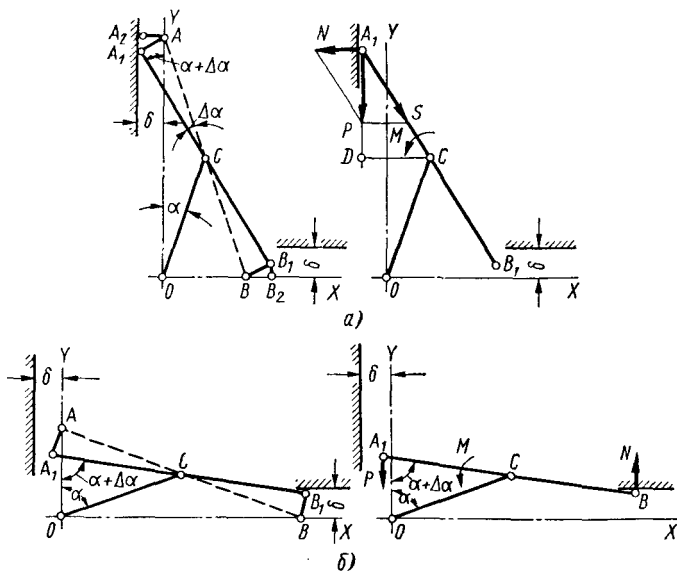


Рис. 9. Схема передачи силы P на направляющие при двух ползунах

в масляном слое, и вследствие этого, а также вследствие упругих деформаций элементов механизма силы, действующие на точки A и B , воспринимаются одновременно направляющими, расположенными по обеим осям (OX и OY) при всех значениях угла α .

Величины сил, действующих на направляющие и соответственно в кинематических парах A и B , а также в точке C кривошипов OC , обуславливаются динамическими свойствами бесшатунного механизма и упругой податливостью его элементов.

Определение нагрузок на направляющие в функции угла поворота кривошипов, зависящих не только от действующих сил давления газов и сил

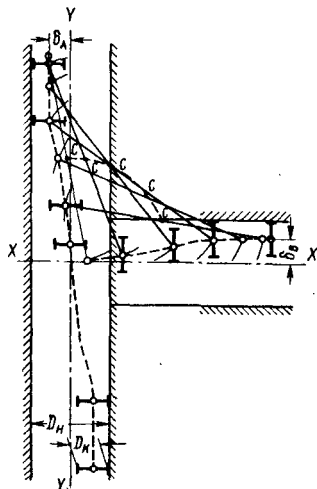


Рис. 10. Траектории движения точек A и B при свободных зазорах в кинематических парах механизма

инерции, но и от упругих деформаций элементов механизма, составляет наиболее сложную задачу динамики бесшатунных двигателей (см. гл. III).

Рактивный момент, возникающий при работе двигателя, передается через ползуны штоков и направляющие картера непосредственно на подmotorную раму. При этом цилиндры не нагружаются боковыми силами.

§ 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ВАРИАНТЫ БЕСШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Бесшатунный механизм (БСМ) был исследован в трех конструктивных вариантах.

На рис. 11, а показан механизм, в котором промежуточное звено *ACB* выполнено в виде коленчатого вала. Основными эле-

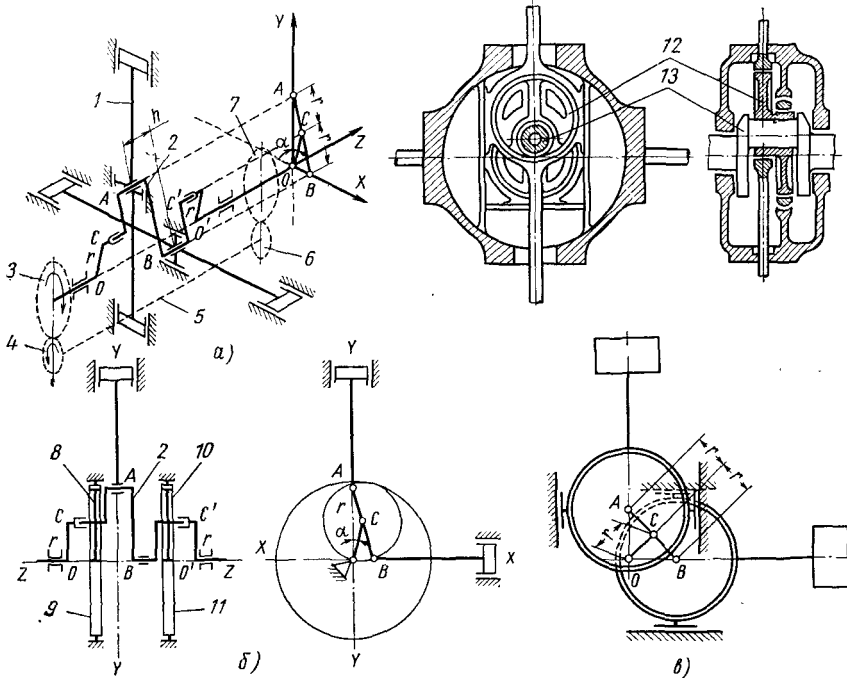


Рис. 11. Конструктивные варианты бесшатунного механизма

ментами этого варианта механизма являются: поршневые штоки *1* с поршнями и ползунами, направляющие ползунов, промежуточное звено *ACB*, совершающее сложное движение, кривошипы *OC* и *OC'*, вращающиеся относительно оси *OO'* с угловой скоростью ω , и соединительный вал *5*.

У основных элементов механизма выдерживается равенство, в пределах задаваемого допуска, следующих характерных раз-

меров: $AC=BC=OC = r = 1/4 S$ (где S — величина хода поршня).

Для четырехцилиндрового двигателя с углом $\gamma = 90^\circ$ звено ACB имеет вид двухопорного двухколенного вала 2, который похож на коленчатые валы кривошипно-шатунных двигателей, но по сравнению с ними имеет в 2 раза меньший радиус кривошипов и совершенно отличную кинематику и динамику.

Шейки A и B колен, аналогичные по конструкции шатунным шейкам, соединены посредством подшипников с серединами поршневых штоков 1 (условимся называть эти шейки штоковыми). Колена расположены в одной плоскости противоположно одно другому; при $\gamma \neq 90^\circ$ колена находятся в плоскостях, пересекающихся под углом $\beta = 2\gamma$.

Штоковые шейки совершают вместе со штоками 1 возвратно-поступательное движение по осям соответствующих цилиндров и одновременно с этим вращаются относительно своей оси с угловой скоростью $\omega_c = -\omega$.

Относительная угловая скорость вращения штоковых шеек в подшипниках штоков равна ω .

Концевые опорные шейки C и C' , аналогичные по конструкции коренным шейкам коленчатых валов кривошипно-шатунных двигателей, находятся в подшипниках соответствующих точек C и C' переднего и заднего кривошипов OC и $O'C'$, вращающихся относительно оси OO' . Опорные шейки одновременно с вращением относительно своей оси с угловой скоростью ω_c совершают круговое движение относительно оси OO' вместе с подшипниками CC' кривошипов OC и $O'C'$, и таким образом осуществляют вращение кривошипов OC и $O'C'$, нагружаемых полезным крутящим моментом.

Относительная угловая скорость вращения опорных шеек в подшипниках кривошипов с учетом $\omega_c = -\omega$ равна 2ω . Коленчатый вал 2 не нагружается полезным крутящим моментом.

Освобождение вала 2 от передачи крутящего момента двигателя и малое расстояние между центрами штоковых и опорных шеек, равное $1/4$ хода поршня, позволяют не только снизить размеры и массу коленчатых валов рассматриваемого варианта механизма, но и применять при многоцилиндровых блочных конструкциях двигателей неразъемные коленчатые валы 2 и поршневые штоки 1, что значительно упрощает их конструкцию и повышает надежность двигателя.

Для предупреждения перекоса и заклинивания опорных шеек коленчатого вала в подшипниках кривошипов применен соединительный вал 5, связанный с обоими кривошипами OC и $O'C'$ посредством шестерен 4, 3, 6, 7.

Этот вал, фиксирующий относительное положение кривошипов OC и $O'C'$, обеспечивает синхронность их вращения и постоянную соосность подшипников C и C' , а также и соосность с ними опорных шеек коленчатого вала при непрерывно изменяю-

щемся и неравном нагружении обоих кривошипов в процессе работы двигателей.

Одновременно с этим соединительный вал 5 передает крутящий момент от свободного кривошипа к кривошипу, непосредственно связанному с потребителем мощности двигателя, и таким образом частично разгружает коленчатый вал 2.

На рис. 11, б показан бесшатунный механизм без соединительного вала.

В этом механизме на опорных шейках C и C' коленчатого вала закреплены цилиндрические шестерни 8 и 10 с радиусом начальной окружности r , равным одной четверти хода поршней, а в картере установлены неподвижные шестерни 9 и 11 внутреннего зацепления с радиусом начальной окружности $2r$, оси которых совпадают с осью вращения кривошипов OO' .

Относительная фиксация кривошипов и синхронность их вращения при работе двигателя достигаются вследствие зацепления подвижных шестерен 8 и 10 с соответствующими неподвижными шестернями 9 и 11.

При работе двигателя шестерни 8 и 10 обкатываются без скольжения по зубчатым венцам неподвижных центральных шестерен, имеющих в 2 раза больший диаметр. При этом (см. рис. 3) штоковые шейки коленчатого вала, центральные точки A и B которых лежат на начальной окружности подвижных шестерен (так как $AC = r = BC$), совершают вместе со штоками и поршнями прямолинейное возвратно-поступательное движение по соответствующим прямым (диаметрам неподвижных шестерен), проходящим через точки A или B и центр O .

В данном механизме отпала необходимость в ползунах и в направляющих ползунов. Реактивный момент двигателя передается на подmotorную раму через шестерни 8—9 и 10—11, минуя цилиндрово-поршневую группу.

Траектории движения точек, находящихся на начальной окружности подвижных шестерен, а следовательно, и штоковых цапф коленчатого вала, описываются теми же уравнениями, что и траектории движения штоковых цапф коленчатого вала бесшатунного механизма с направляющими и ползунами.

На рис. 12 показана конструктивная схема двигателя с бесшатунным механизмом без соединительного вала и направляющих ползунов.

Как видно из рис. 11, б и 12, двигатели с таким механизмом теоретически совершенно не имеют нагруженных боковыми силами поступательно движущихся кинематических пар в виде поршней или ползунов, и поэтому их механический к. п. д. (при допущении, что все элементы механизма и картера абсолютно жесткие) должен достигать максимальной величины.

Однако при всех указанных преимуществах этого варианта механизма применение его для реальных двигателей вызывает ряд затруднений.

Показанный на рис. 12 коленчатый вал, представляющий собой балку с ломаной осью и с различной упругостью по длине, передает весь крутящий момент двигателя и при этом подвержен действию увеличенных изгибающих моментов вследствие отсутствия у него промежуточных опор в виде ползунов и направляющих.

Из-за упругих деформаций элементов БСМ, а также неизбежных зазоров в кинематических парах и зазоров в зацеплении ше-

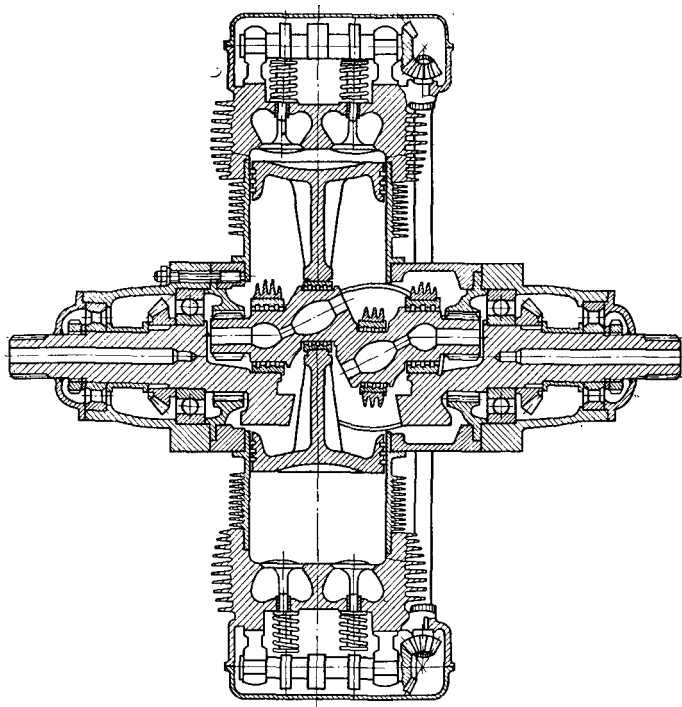


Рис. 12. Конструктивная схема двигателя с механизмом без ползунов (рис. 11, б)

стерен 8—9 и 10—11 значительно усложняется проблема поддержания в эксплуатации необходимого для нормальной работы постоянства соосности подшипников кривошипов и соединяющихся с ними опорных шеек коленчатого вала при высокой быстроходности и минимальной массе элементов механизма. В связи с этим ухудшаются условия получения оптимального соотношения между силами давления газа и силами инерции движущихся элементов и реализации возможного для бесшатунного механизма снижения нагрузок и потерь на трение в кинематических парах, происходящих на единицу мощности.

Кроме того, из-за отсутствия ползунов и их направляющих нарушается концентричность расположения поршней и штоков

в цилиндрах, и вследствие момента трения штоковых подшипников с цапфами коленчатого вала возникают боковая сила и сила трения поршней со стенками цилиндров и штоков с уплотнительными втулками¹.

Нагруженность коленчатого вала полным крутящим моментом двигателя и ограниченность радиуса начальной окружности шестерен 8 и 10 (рис. 11, б и 12) величиной r , равной одной четверти хода поршней, значительно усложняют создание многоцилиндровых короткоходных двигателей большой мощности, так как диаметры штоковых и опорных цапф коленчатого вала этих двигателей получаются по условиям прочности намного больше диаметра начальной окружности соединяющихся с ними шестерен 8 и 10. Кроме того, в двигателях с двусторонним процессом сложно осуществить параллельный подвод охлаждающего масла ко всем поршням и обеспечить одинаковые условия их охлаждения, а также смазку поршневых колец и стенок цилиндров. Еще сложнее организовать отвод из поршней нагретого масла по автономным каналам таким образом, чтобы оно не попадало в подшипники механизма и имело минимальную утечку в картер.

По указанным причинам применение этого варианта механизма сужает по сравнению с первым вариантом механизма возможности создания бесшатунных двигателей из-за ограниченности величины отношения хода поршней к их диаметру, величины максимальной мощности двигателя, быстроходности, числа цилиндров. Кроме того, снижаются габаритно-массовые показатели и моторесурс двигателей.

На рис. 11, в показан вариант механизма, в котором звено ACB выполнено в виде спаренных эксцентриков 12, а звено OC имеет вид коленчатого вала 13, который по форме, кинематике и нагрузкам аналогичен коленчатым валам кривошипно-шатунных двигателей, но имеет в 2 раза меньший радиус кривошипов.

В этом механизме новыми конструктивными элементами являются спаренные эксцентрики 12 и коленчатый вал 13, выполняющий функции кривошипов OC и $O'C'$ (рис. 11, а).

Применение эксцентрикового механизма позволяет заметно уменьшить продольные размеры двигателя, а при цельной конструкции коленчатого вала обеспечивается постоянная соосность эксцентриковых подшипников с цапфами коленчатого вала 13 и их нормальная работа в эксплуатации без использования соединительного вала (рис. 11, а) или шестерен (рис. 11, б).

Однако при выполнении звена ACB в виде спаренных эксцентриков значительно возрастают по сравнению с бесшатунным механизмом первого (рис. 11, а) и второго (рис. 11, б) вариантов диаметры штоковых подшипников при заданном ходе поршней и вместе с этим скорости скольжения их трущихся поверхностей, а также отношение диаметров штоковых подшипников к их длине.

¹ В двигателях с цилиндрами двойного действия.

Поэтому механизм с эксцентриками наиболее эффективно может быть использован только в двигателях малой мощности с коротким ходом поршней.

Следует также учитывать, что в механизмах последних двух вариантов коленчатый вал передает весь крутящий момент двигателя и подвержен, как и коленчатые валы кривошипно-шатунных двигателей, крутильным колебаниям.

Исследования показали, что рассмотренные выше конструктивные варианты механизма могут быть использованы для создания бесшатунных двигателей. Для двигателей средней и большой мощности по конструктивно-технологическим, энергетическим, массовым и эксплуатационным показателям, включая надежность и моторесурс, более предпочтительным является механизм, изображенный на рис. 11, а.

Это положение подтвердилось при разработке и создании натуральных двигателей.

Все построенные и успешно прошедшие стендовые испытания бесшатунные двигатели имеют силовой механизм, приведенный на рис. 11, а (см. гл. II).

§ 3. ОСОБЕННОСТИ БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ОДНОСТОРОННИМ И ДВУСТОРОННИМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ В ЦИЛИНДРАХ

Бесшатунная схема двигателей имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с кривошипно-шатунной.

Отсутствие шатунов и прямолинейное движение поршневых штоков позволяют сократить размеры картера и максимально приблизить к валу цилиндры, благодаря чему значительно уменьшаются поперечные габариты двигателя.

Из рис. 13 видно, насколько можно приблизить рабочий объем цилиндров к оси вала двигателя при применении бесшатунного механизма по сравнению с кривошипно-шатунным.

На рис. 14 показаны (в одном масштабе) поперечные разрезы двух четырехтактных двигателей с односторонним рабочим процессом в цилиндрах: пятицилиндрового кривошипно-шатунного двигателя М-11 максимальной мощностью 110 л.с. и четырехцилиндрового бесшатунного двигателя мощностью 140 л.с., имеющих одинаковые серийные цилиндры и поршни и соответственно одинаковые диаметры и ходы поршней. Из рис. 14 видно, что только вследствие уменьшения размеров картера поперечные габариты бесшатунного двигателя уменьшались примерно в 2 раза по сравнению с двигателем М-11.

При бесшатунном механизме благодаря особенностям его кинематики конструктивно просто осуществляется двусторонний рабочий процесс в цилиндрах, что позволяет почти вдвое эффективнее использовать рабочий объем цилиндров.

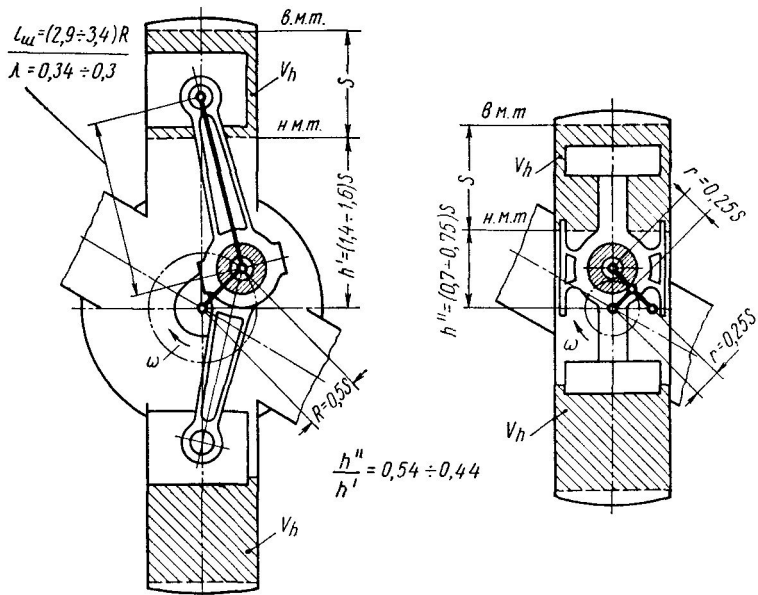


Рис. 13. Расстояния между осью вала двигателя и цилиндрами с кривошипно-шатунным и бесшатунным механизмом

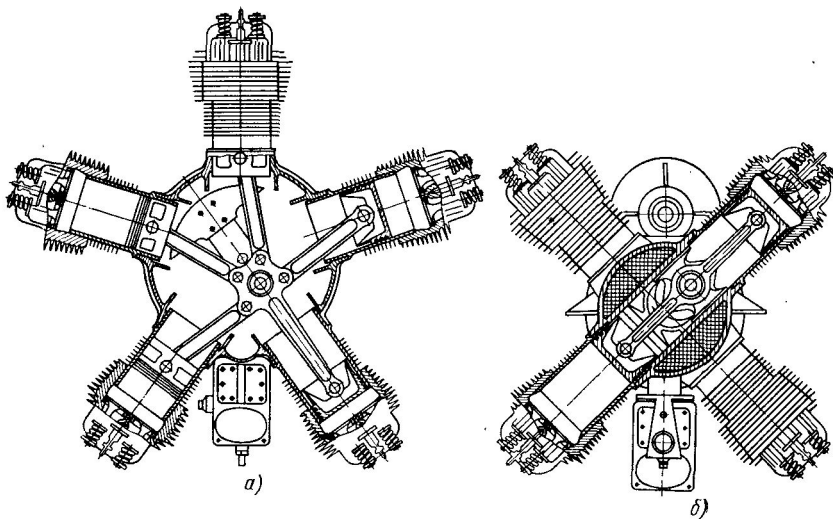


Рис. 14. Поперечные разрезы четырехтактных двигателей:

а — кривошипно-шатунного М-11; б — четырехцилиндрового бесшатунного двигателя ОМБ

Из рис. 15 видно, что кинематическая и компоновочная схемы бесшатунных двигателей двойного действия, а следовательно, и их возможная быстроходность остаются теми же, что и при одностороннем действии, а мощность двигателя увеличивается почти в 2 раза при сравнительно небольшом увеличении габаритов. Поэтому все мощные и сверхмощные бесшатунные двигатели, предназначавшиеся для использования в авиации, разрабаты-

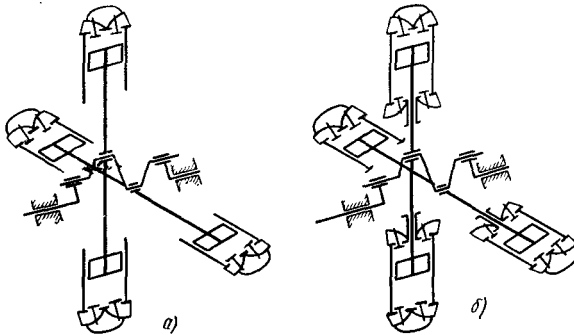


Рис. 15. Компоновочные схемы бесшатунных двигателей:
а и б — соответственно с односторонним и двусторонним рабочим процессом в цилиндрах

вались преимущественно с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах. Так, например, двадцатичетырехцилиндровый двигатель двойного действия был спроектирован с максимальной мощностью 10 000 л. с. при 2600 об/мин. Диаметр его цилиндров равен 160, а ход поршня 170 мм. Как известно, схема, в которой используется кривошипно-шатунный механизм, не позволяет создавать двигатели такой мощности при высоких числах оборотов.

Чтобы осуществить двусторонний рабочий процесс в цилиндрах кривошипно-шатунных двигателей, необходимо, кроме шатунов, применять поршневые штоки с ползунами (рис. 16), что приводит к резкому возрастанию габаритов и массы двига-

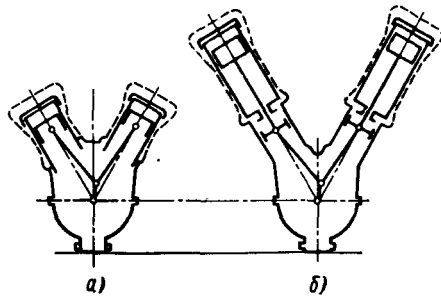


Рис. 16. Принципиальные компоновочные схемы кривошипно-шатунных двигателей:
а и б — соответственно с односторонним и двусторонним рабочим процессом в цилиндрах

теля и к значительному снижению его быстроходности вследствие увеличения массы возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма. В существующих кривошипно-шатунных двигателях двойного действия не только не достигнут

прирост литровой мощности и снижение удельных габаритов и массы, но они имеют значительно худшие эти показатели, чем быстроходные двигатели одинарного действия.

Основным положительным качеством крупногабаритных и тяжелых кривошипно-шатунных двигателей двойного действия со штоками и ползунами является отсутствие у них бокового давления поршней на стенки цилиндров, что обеспечивает меньшие потери на трение, меньшие удельные расходы топлива и увеличенный ресурс работы. Именно эти качества и связанные с ними преимущества свойственны бесшатунным двигателям при несрав-

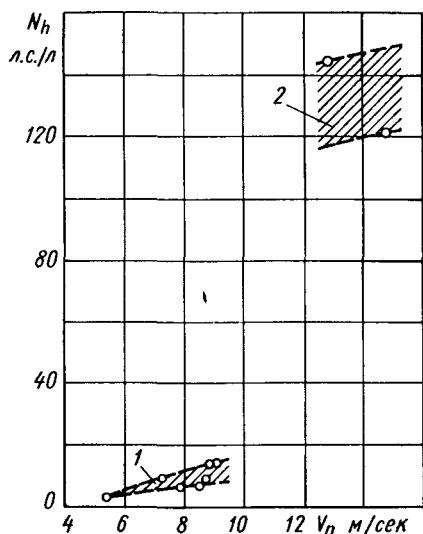


Рис. 17. Литровые мощности двигателей двойного действия:

1 — кривошипно-шатунных; 2 — бесшатунных двигателей ОМ-127РН и М-127К

нимо меньших габаритах и массе и большей быстроходности.

На рис. 17 даны литровые мощности различных двигателей двойного действия.

На рис. 18 дано сравнение (в одном масштабе) габаритов двигателей двойного действия, которые можно получить с кривошипно-шатунным и бесшатунным механизмами в случае соблюдения равенства мощностей при допускаемых механизмами степенях форсирования или при одинаковых диаметрах и ходах поршней.

В бесшатунных двигателях (см. рис. 14 и 15) силы давления газов противоположащих цилиндров, действующие на поршни, замыкаются в системе поршни—шток, и на штоковую шейку коленчатого вала передается только их разность.

В связи с тем, что оба поршня вместе со штоком и ползуном движутся как одно целое, их суммарная сила инерции вблизи крайних положений поршней всегда направлена против силы давления газов на один из поршней, что существенно уменьшает результирующую силу P_{Σ} , нагружающую звенья механизма.

Благодаря этому кинематические пары бесшатунных двигателей имеют меньшую нагрузку и соответственно меньшие потери на трение, чем кривошипно-шатунные двигатели.

Наиболее благоприятное сочетание сил давления газа и сил инерции для получения минимального нагружения кинематических пар силового механизма достигается в бесшатунных двигателях при двухтактном цикле и двустороннем рабочем процессе в цилиндрах.

Следует также отметить, что в бесшатунных двигателях двойного действия или работающих по двухтактному циклу кинематические пары механизма дополнительно разгружаются при повышении противодавления выпуска, если при этом давление наддува и максимальное давление цикла остаются без изменения.

На рис. 19 показано соотношение сил, действующих по направлению осей цилиндров, в зависимости от изменения угла поворота кривошипов бесшатунного механизма при двухтактном цикле и быстроходности, обеспечивающей оптимальное сочетание давления сил газа и сил инерции поступательно движущихся масс.

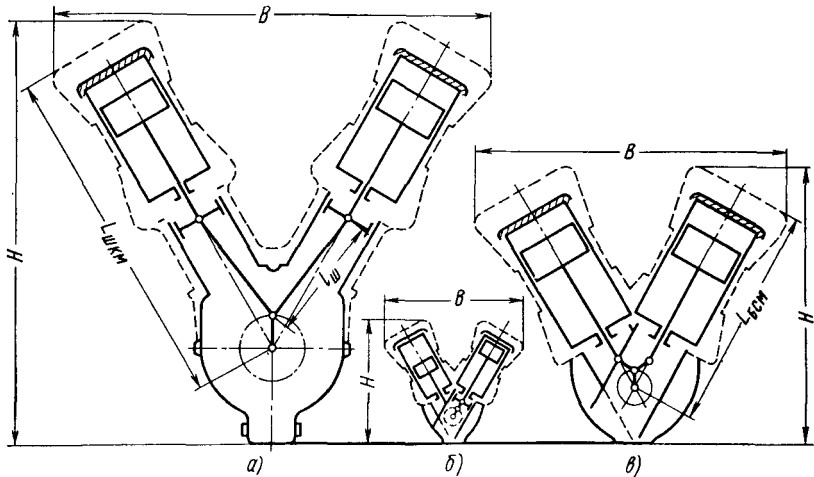


Рис. 18. Соотношение поперечных габаритов мощных двигателей двойного действия:

a — кривошипно-шатунных; *б* — бесшатунных при одинаковой мощности; *в* — бесшатунных при одинаковых диаметре цилиндра и ходе поршня

На рис. 20 даны результирующие силы $P_{\Sigma} = \sum P_{\tau} + P_{и}$, нагружающие шатунные подшипники существующих кривошипно-шатунных двигателей и штоковые подшипники бесшатунного двигателя ОМ-127РН с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах, отнесенные к единице эффективной мощности, в зависимости от угла α . Из рассмотрения сил видно, что средняя величина результирующей силы $P_{\Sigma ср}$, определяющая основную долю трения в кинематических парах механизмов и износ подшипников, у бесшатунных двигателей $P_{\Sigma зср}$ в 1,6—1,8 раз меньше, чем $P_{\Sigma 1 ср}$ и $P_{\Sigma 2 ср}$ у кривошипно-шатунных двигателей. У бесшатунных двигателей обеспечивается также более благоприятное соотношение тангенциальных сил T , совершающих полезную работу, и радиальных сил Z , не совершающих полезной работы, а только увеличивающих нагрузку на звенья механизма и трение в кинематических парах.

Из рис. 21 видно, что значения радиальных сил Z , отнесенные к единице мощности, в бесшатунном двигателе в 3—3,6 раза меньше, чем в кривошипно-шатунных двигателях.

Кроме того, трение в ползунах и направляющих происходит при значительно меньших температурах, чем трение поршней о стенки цилиндров. На всех режимах работы бесшатунных двигателей обеспечивается гарантированное жидкостное трение.

Бесшатунные двигатели по сравнению с кривошипно-шатунными имеют меньшую величину комплекса $\frac{N_{ср}\mu v_{ср}}{N_i}$, входящего в уравнение

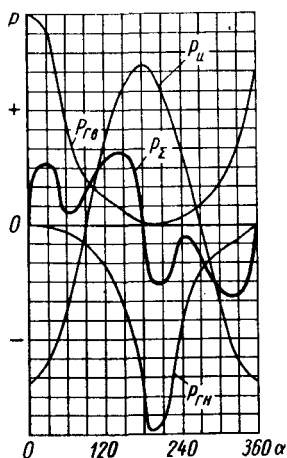


Рис. 19. Возможное соотношение сил в бесшатунных дизелях с двухтактным циклом:

$P_{гв}$, $P_{гн}$ — силы давления газа на поршень в верхней и нижней камерах сгорания, P_u — сила инерции движущихся масс механизма; P_{Σ} — суммарная сила

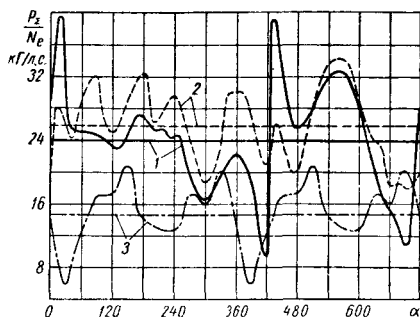


Рис. 20. Суммарная сила от двух цилиндров, приходящаяся на единицу мощности, нагружающая подшипники:

1 — шатунный подшипник V-образного двигателя АМ-35 мощностью 1200 л. с. при 2050 об/мин; 2 — шатунный подшипник V-образного двигателя Аллисон С-15 мощностью 1100 л. с. при 3000 об/мин; 3 — штоковый подшипник X-образного двигателя двойного действия ОМ-127РН мощностью 3200 л. с. при 2800 об/мин

мощности трения ползунов и поршней, и соответственно меньшие потери на трение в поступательных кинематических парах (где $N_{ср}$ — среднее за цикл значение силы N ; μ — коэффициент трения; $v_{ср}$ — средняя скорость поршня; N_i — индикаторная мощность двигателя).

В бесшатунных двигателях штоковые подшипники не только имеют меньшие по величине нагружающие силы на единицу мощности, но и более равномерно нагружены по всей рабочей поверхности. Подшипники имеют две зоны пониженного давления, через которые осуществляется подвод масла из штоков к трущимся поверхностям (подробнее см. гл. III). Все это обеспечивает гарантированное жидкостное трение в кинематических парах силового механизма, малые их износы, длительную работоспособность подшипников в эксплуатации и предотвращает местные перегревы подшипников.

Бесшатунные двигатели вследствие меньшего относительного количества трущихся пар в силовом механизме, меньшей нагруженности их, отсутствия трения поршней о цилиндры и гарантированного жидкостного трения во всех вращающихся и поступательно движущихся кинематических парах имели при испытаниях в 2—4 раза меньшие потери мощности на трение по сравнению с аналогичными кривошипно-шатунными двигателями и соответственно больший механический к. п. д. при использовании в подшипниках одинаковых антифрикционных материалов.

Так, например, сравнительные испытания (см. рис. 14) двигателя М-11 и четырехцилиндрового бесшатунного двигателя,

проведенные при одинаковых условиях и на одинаковом топливе, показали, что у двигателя М-11 при номинальном числе оборотов 1580 в минуту механический к. п. д. $\eta_m = 0,845$, а у бесшатунного двигателя при этих числах оборотов $\eta_m = 0,932$, следовательно, потери мощности на трение у бесшатунного двигателя в 2,28 раза меньше, чем у двигателя М-11.

Это обстоятельство обеспечило бесшатунному двигателю в процессе испытаний (см. гл. II) более высокую литровую мощность, меньший расход топлива на 1 л. с. ч. и во много раз больший ресурс работы по сравнению с кривошипно-шатунными двигателями одинакового класса.

В бесшатунном восьмицилиндровом двигателе двойного действия, в котором осуществлена принудительная циркуляционная смазка ползунов и направляющих и применены подшипники из свинцовистой бронзы со свинцовым покрытием трущейся поверхности, потери на трение при $n = 2650$ об/мин составили всего лишь 6% от индикаторной мощности, т. е. в 3—4 раза меньше, чем у обычных кривошипно-шатунных двигателей. Это значит, что при бесшатунной схеме на каждый миллиард лошадиных сил индикаторной мощности можно получить дополнительно 100—150 млн. л. с. без затраты на это металла и горючего.

Для бесшатунных двигателей требуются в 2,5—3 раза меньшие водо-масляные и примерно в 1,5 раза меньшие воздушные радиаторы, и соответственно уменьшается мощность, затрачиваемая на охлаждение двигателей.

Кроме того, высокий механический к. п. д. бесшатунного двигателя открывает широкие перспективы для повышения быстро-

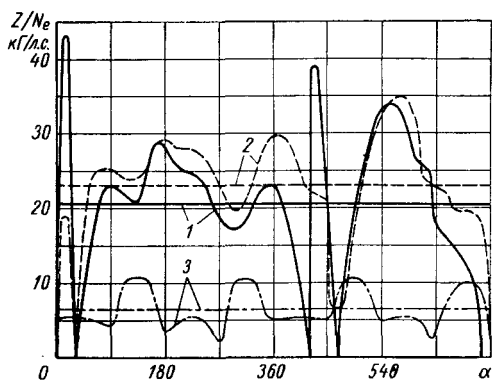


Рис. 21. Приведенная к единице мощности сила, действующая по направлению кривошипов:

1 — двигателя AM-35; 2 — двигателя Аллисон С-15; 3 — двигателя OM-127PH

ходности двигателей и получения более высокого уровня мощностей, габаритных и массовых показателей поршневых двигателей. Это наглядно иллюстрируется рис. 22, где приведено относительное изменение индикаторной и эффективной мощностей $\bar{N}_i = \frac{N_i}{N_{i0}}$, $\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{e0}}$ в зависимости от средней скорости поршня v_n при допущении, что среднее индикаторное давление остается постоянным, а мощность механических потерь N_m изменяется пропорционально квадрату средней скорости поршня:

$$N_m = N_{m0} \left(\frac{v_n}{v_{n0}} \right)^2.$$

В соответствии с этим механический к. п. д. двигателя изменяется по закону

$$\eta_m = 1 - \frac{v_n}{v_{n0}} (1 - \eta_{m0}).$$

Величины с индексом «О» относятся к исходному значению средней скорости поршня $v_{n0} = 10 \text{ м/сек}$.

Индикаторная мощность для двигателей обоих типов при этой скорости принята одинаковой и равной \bar{N}_i , откуда $\bar{N}_i = 1$. Значения механического к. п. д. при исходной скорости $v_{n0} = 10 \text{ м/сек}$ приняты для двигателей обоих типов разные на уровне достигнутых в реальных двигателях.

Значения $\eta_{m0} = 0,74 \div 0,85$ относятся к кривошипно-шатунным двигателям, а $\eta_{m0} = 0,93 \div 0,96$ — к бесшатунным.

Из графиков видно, что в кривошипно-шатунных двигателях вследствие больших потерь мощности на трение рост эффективной

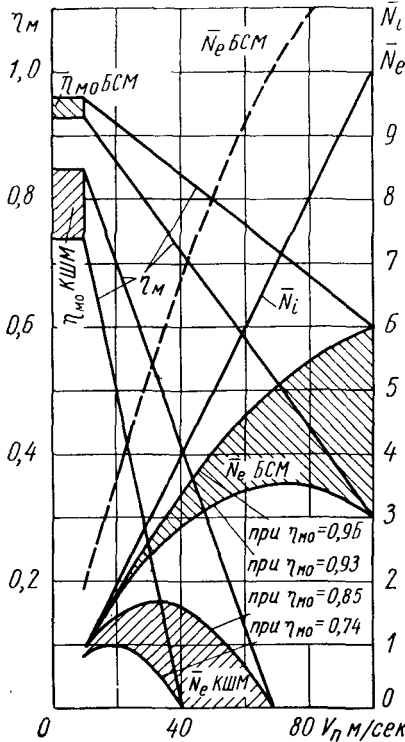


Рис. 22. Зависимость эффективной мощности двигателей с кривошипно-шатунным (КШМ) и бесшатунным механизмом (БСМ) от средней скорости движения поршней. Штриховой линией дана \bar{N}_e БСМ при двойном действии

мощности прекращается при значительно меньших величинах средней скорости поршня, чем у бесшатунных двигателей, в которых повышение быстроходности практически не лимитируется потерями на трение.

Таким образом, при бесшатунной схеме двигателя можно получить значительно большие мощности, чем могут иметь современные быстроходные кривошипно-шатунные двигатели соответствующего класса.

Следовательно, положительные качества, свойственные бесшатунному двигателю: возможность осуществления двустороннего процесса в цилиндрах при малых габаритах и высокой быстроходности, меньшая нагруженность силового механизма при заданной мощности, малая вероятность просачивания газов из цилиндра двойного действия в картер при высоком максимальном давлении цикла — позволяют создавать эффективные бесшатунные поршневые генераторы газа и комбинированные двигатели с наиболее благоприятными тяговыми характеристиками для применения их на транспортных машинах.

В бесшатунных мотогазогенераторах двойного действия при нулевой мощности на валу кинематические пары и детали силового механизма будут иметь минимальную нагрузку и износы и большую долговечность в эксплуатации при высоком механическом к. п. д. мотогазогенераторов.

На рис. 23 показана одна из возможных схем комбинированного турбопоршневого двигателя, состоящего из бесшатунного четырехтактного мотогазогенератора двойного действия, вырабатывающего газ с высокими параметрами, и работающей на этом газе турбины, развивающей необходимый крутящий момент на выходном валу двигателя.

Чтобы получить полное дожигание восстановительного газа, выходящего из цилиндров, и иметь рабочее тело с допустимой температурой перед турбиной 4, в схеме применен центробежный компрессор 1, обеспечивающий дополнительное поджатие части воздуха, выходящего из осевого компрессора 2, и подачу этого воздуха в смешительную камеру 3.

В отдельных случаях в зависимости от предъявляемых требований и от условий использования комбинированного двигателя в смешительную камеру 3 вместо сжатого воздуха можно подавать специальными насосами перекись водорода или воду.

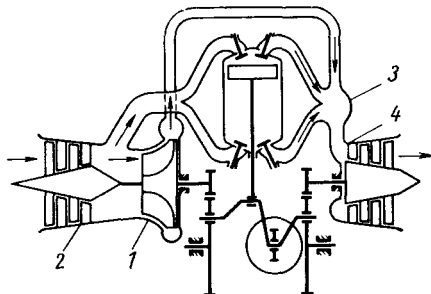


Рис. 23. Схема комбинированного турбопоршневого бесшатунного двигателя

Глава II

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КОНСТРУКЦИЯ БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 4. ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ОМБ МОЩНОСТЬЮ 80—140 л. с.

Конструкция двигателя ОМБ. Двигатель ОМБ является первым бесшатунным двигателем внутреннего сгорания.

Двигатель ОМБ (рис. 24) был построен для проверки основных конструктивных и кинематических свойств бесшатунной схемы и работоспособности бесшатунного силового механизма в системе двигателя при реальных нагрузках.

Чтобы получить объективную сравнительную оценку, бесшатунный двигатель ОМБ был спроектирован и построен на базе серийного кривошипно-шатунного двигателя М-11А.

Новыми элементами в двигателе ОМБ являются бесшатунный механизм и измененная конструкция картера. Остальные детали и узлы двигателя ОМБ — цилиндры, поршни, механизм газораспределения, масляный насос, карбюратор и др. — являются серийными деталями и узлами двигателя М-11А.

Картер и бесшатунный механизм двигателя ОМБ выполнены из тех же материалов, из которых изготовлялись картер и кривошипно-шатунный механизм двигателя М-11А, и с одинаковым конструктивным и технологическим уровнем совершенства. Продольный разрез двигателя ОМБ показан на рис. 25.

Двигатель состоит из четырех основных раздельно собирающихся узлов: передней части, средней части, задней крышки и цилиндров (рис. 26).

В передней части двигателя расположены кривошип бесшатунного механизма, передающий мощность двигателя потребителю, и шестерни с кулачковыми валиками и толкателями механизма газораспределения; в задней крышке — другой кривошип бесшатунного механизма, масляный насос и карбюратор, два магнето и масляный пластинчатый фильтр; в средней части — коленчатый вал со штоками бесшатунного механизма и соединительный вал с шестернями.

Все части двигателя соединены между собой шпильками.

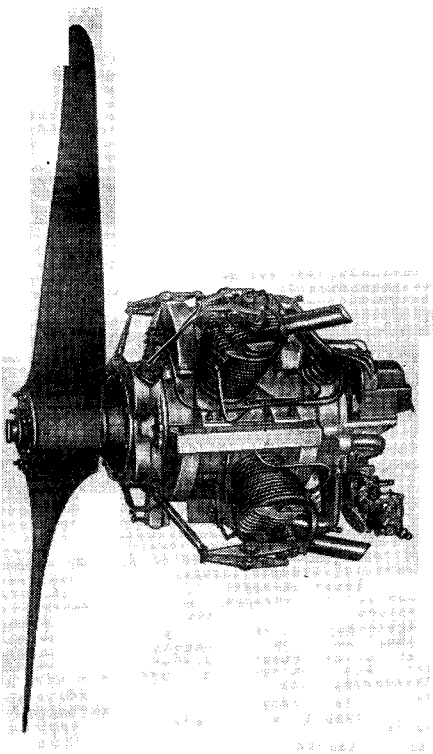


Рис. 24. Двигатель ОМБ

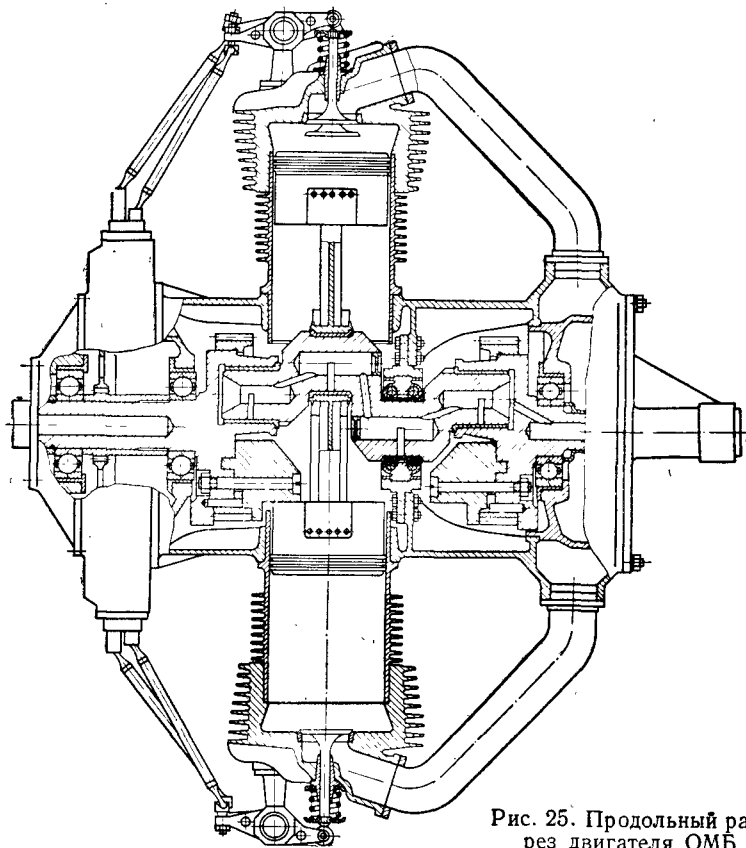


Рис. 25. Продольный разрез двигателя ОМБ

Бесшатунный механизм двигателя ОМБ показан на рис. 27. Он состоит из двух штоков 3, с каждым из которых посредством поршневых пальцев соединены два серийных поршня от двигателя М-11, коленчатого вала 2, переднего кривошипа 1, с которого

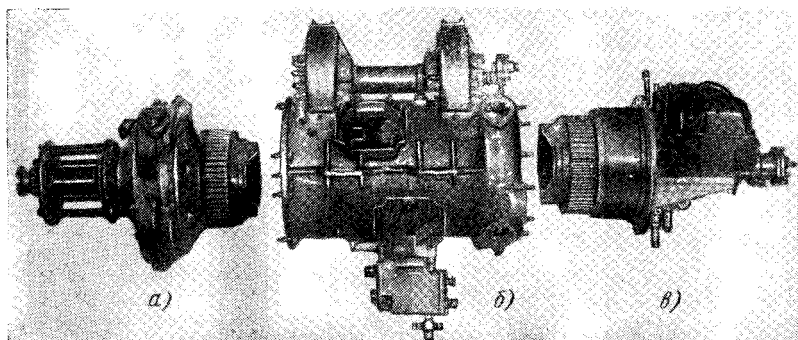


Рис. 26. Основные узлы двигателя ОМБ:
 а — передняя часть; б — средняя часть; в — задняя крышка

снимается крутящий момент двигателя, и заднего кривошипа 4. Поршневой шток и коленчатый вал показаны на рис. 28.

Оба кривошипа с помощью шестерен соединены с соединительным валом, расположенным в средней части картера выше оси кривошипов (рис. 29).

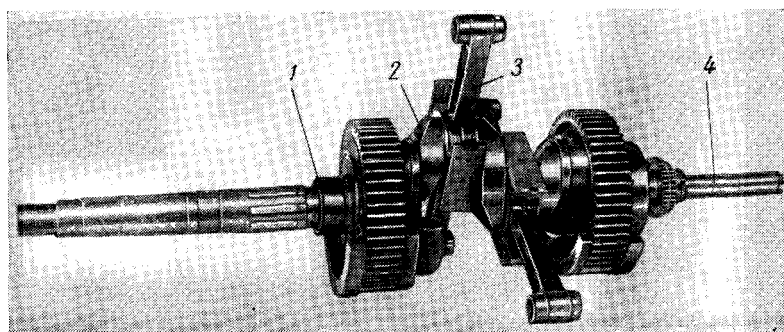


Рис. 27. Бесшатунный механизм двигателя ОМБ в сборе (без соединительного вала)

Как видно из рис. 28, штоки двигателя спроектированы по типу шатунов кривошипно-шатунных механизмов из двух частей, соединенных призонными болтами, и имеют двутавровое поперечное сечение стержней.

При бесшатунной схеме в отличие от кривошипно-шатунной можно выполнять глухое крепление поршней со штоками и делать

штоки без разъема, более простые, легкие и с трубчатым сечением стержней, так как условия продольного изгиба штоков в плоскости вращения кривошипов и в перпендикулярной к ним плоскости одинаковы.

Составными частями механизма газораспределения являются: ведущая шестерня, посаженная на шлицы переднего кривошипа, четыре ведомые распределительные шестерни с кулачковыми муфтами, аналогичными муфтам второго и пятого цилиндров двигателя М-11А, четыре комплекта направляющих втулок с толкателями, роликами и осями (такие же, как у двигателя М-11А).

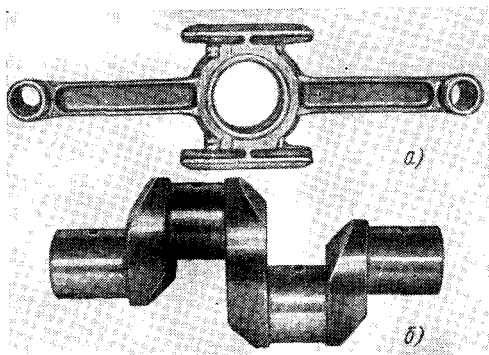


Рис. 28. Поршневой шток и коленчатый вал двигателя ОМБ:

a — поршневой шток; *б* — коленчатый вал. Расстояние между центрами штоковых и опорных шеек $r = 35$ мм

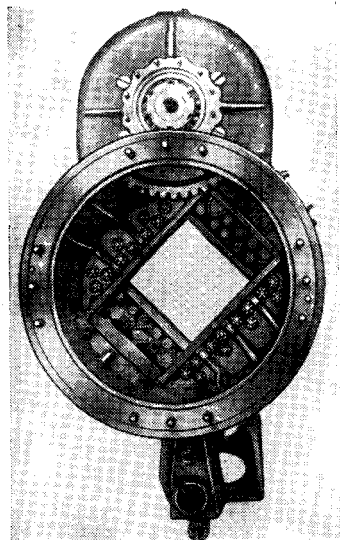


Рис. 29. Средняя часть картера двигателя ОМБ с соединительным валом

При регулировке между роликом коромысла и упором клапана устанавливают зазоры: на впускном клапане 0,1 мм, на выпускном — 0,15 мм.

Технология регулирования газораспределения двигателя ОМБ такая же, как и для двигателя М-11А.

Тяги, стойки и коромысла вследствие расположения цилиндров попарно в двух плоскостях отличаются от серийных лишь по форме и размерам, порядок же их сборки, крепление к цилиндру, соотношение плеч и подъем клапанов такие же, что и в двигателе М-11А.

Смазка подается шестеренчатым насосом, укрепленным на задней крышке. Масло через пластинчатый фильтр поступает в торец хвостовика заднего кривошипа.

Давление масла проверяют в трех местах: перед пластинчатым фильтром; после пластинчатого фильтра, перед поступлением

масла в задний кривошип; в конце магистрали, после скользящих подшипников; для этого масло подводится к манометру из центрального отверстия носка переднего кривошипа, несущего втулку винта.

Перепад давления в начале и в конце магистрали составляет 0,2—0,4 кг/см².

Втулка винта серийная; она крепится на конусе переднего кривошипа с помощью шпонки так же, как у двигателя М-11А.

Диаметр центральной части картера, несущей цилиндры, при одинаковом с двигателем М-11А ходе поршней меньше и равен 280 мм, а поперечное сечение двигателя ОМБ равно 0,490 м² (у двигателя М-11А оно равно 0,908 м²).

В табл. 1 приведены номинальные размеры, допуски и зазоры в сопряженных деталях цилиндро-поршневой группы и бесшатунного механизма двигателя ОМБ.

Результаты доводки и стендовых испытаний двигателя ОМБ на расчетных режимах. Четырехцилиндровый бесшатунный двигатель ОМБ был запроектирован на номинальную мощность 82 л. с. при 1600 об/мин.

1. Номинальные размеры, допуски и зазоры в основных сопряженных деталях бесшатунного механизма двигателя ОМБ (размеры даны в мм)

Наименование	Номинальный размер	Допуск	Зазор в сопряженных деталях
Диаметр цилиндров	125,0	+0,040	
Диаметр поршней:			
в верхней части	124,43	—0,030	0,570—0,640
в нижней части	124,65	—0,050	0,350—0,440
Размер между направляющими	125,00	+0,040	
Внешний диаметр по накладкам	125,00	—0,035	0,035—0,090
ползунов		—0,050	
Диаметр штоковых подшипников в			
сборе	60,00	+0,010	
Диаметр штоковых шеек коленчатого вала	60,00	+0,020	
		—0,037	0,047—0,067
		—0,047	
Диаметр опорных подшипников, запрессованных в кривошипы	54,00	+0,020	
Диаметр опорных шеек коленчатого вала	54,00	+0,010	
		—0,035	0,055—0,075
		—0,045	
Втулка задней крышки	32,00	+0,023	
Хвостовик заднего кривошипа	32,00	—0,040	0,040—0,093
		—0,070	

Уже при доводочных испытаниях параметры двигателя оказались выше запроектированных и лучше, чем у серийного двигателя М-11А, при тех же числах оборотов.

На рис. 30 приведены винтовые характеристики двигателя ОМБ, полученные при испытании его на грозненском и бакинском бензинах, и кривая удельного расхода грозненского бензина при испытании на аналогичных режимах по винтовой характеристике серийного двигателя М-11А. Из характеристик видно, что удельный расход топлива двигателем ОМБ на эксплуатационных режимах на 6—12% меньше, чем двигателем М-11А.

При попытке испытать двигатель М-11А на бакинском бензине перегревались цилиндры и возникла сильная детонация; двигатель ОМБ работал на этом бензине нормально.

Температура цилиндров двигателя ОМБ при испытаниях его на всех режимах работы была значительно ниже, чем у двигателя М-11А. Основные данные двигателя ОМБ после доводочных испытаний приведены ниже.

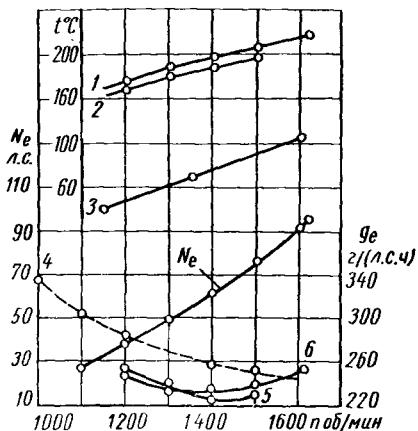


Рис. 30. Винтовая характеристика и температура узлов двигателя ОМБ при атмосферном давлении 748 мм рт. ст. и температуре воздуха 27° С:

1 — температура цилиндра при работе на бакинском бензине; 2 — то же при работе на грозненском бензине; 3 — температура картера; 4 — расход топлива (грозненский бензин) двигателем М-11; 5 — расход топлива (грозненский бензин) двигателем ОМБ; 6 — расход топлива (бакинский бензин Б-70) двигателем ОМБ

Основные данные двигателя ОМБ

Охлаждение	Воздушное
Число цилиндров	4
Расположение цилиндров	Х-образное
Угол между цилиндрами в град	90
Диаметр цилиндра D в мм	125
Ход поршня S в мм	140
Отношение $\frac{S}{D}$	1,12
Степень сжатия ϵ	5,0
Рабочий объем цилиндра в л	1,72
Литраж двигателя в л	6,88
Направление вращения винта, если смотреть по направлению движения	Правое
Порядок работы цилиндров (см. рис. 31)	1—3—4—2
Угловые интервалы между рабочими ходами в град	90—180—270—180
Мощность в л. с.:	
максимальная	90
номинальная	83
эксплуатационная	74

Число оборотов в минуту:	
при максимальной мощности	1620—1650
» номинальной мощности	1580—1600
» эксплуатационной мощности	1520—1560
минимальное при малой подаче топлива и позднем за- жигании	280
Литровая мощность в л. с./л	11,9
Топливо	Бакинский бензин Б-70, плотность 0,735— 0,750 кг/дм ³
Удельный расход топлива на эксплуатационной мощности в г/(л. с. ч), не более	240
Карбюратор	К-11А
Смазка	Циркуляционная под давлением Касторовое, плотность 0,94 кг/дм ³
Масло	25
Удельный расход масла в г/(л. с. ч), не более	Не ниже 3 и не выше 6,5
Давление в масляной магистрали в кг/см ²	
Температура масла в °С:	
входящего	35—50
выходящего	Не ниже 50 и не выше 110
Фазы газораспределения:	
открытие впускного клапана	5° до в. м. т.
закрытие впускного клапана	48° после н. м. т.
продолжительность впуска	233°
открытие выпускного клапана	57° до н. м. т.
закрытие выпускного клапана	9° после в. м. т.
продолжительность выпуска	246°
Магнето	GN8D, 2 шт.
Угол опережения зажигания в град:	
максимальный	35
минимальный	7
Масса двигателя в кг	195
Длина двигателя в м	0,99
Поперечное сечение двигателя в м ²	0,7 × 0,7

Двигатель ОМБ после окончания заводских испытаний был подвергнут официальным 50-часовым испытаниям по программе, применявшейся для двигателя М-11А. Испытания проводились на выкатном стенде с мулнеткой (рис. 32). Распределение основных режимов работы по времени показано на рис. 33.

В табл. 2 и 3 приведены результаты испытаний двигателя ОМБ.

Внешняя и винтовая характеристики, полученные при испытании двигателя ОМБ, приведены на рис. 34.

Результаты, полученные при испытаниях двигателя ОМБ и кривошипно-шатунного двигателя М-11Г, приведены в табл. 4.

Средний износ деталей двигателя ОМБ за 110 ч 8 мин испытаний и деталей серийного двигателя М-11А после 50 ч работы даны в табл. 5.

Бесшатунный механизм, цилиндро-поршневая группа и двигатель ОМБ в целом после работы имели хорошее состояние.

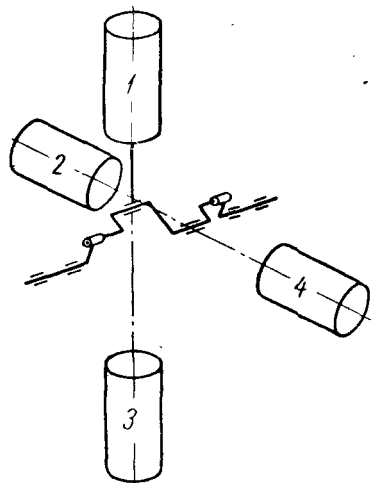


Рис. 31. Порядок работы цилиндров двигателя ОМВ

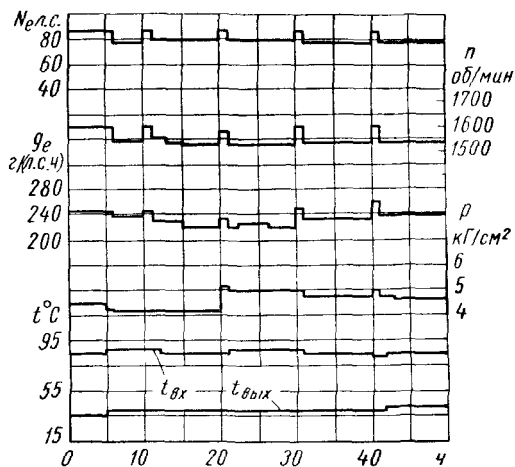


Рис. 33. Диаграмма режимов испытания двигателя ОМВ:

$t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температура масла соответственно на входе и выходе

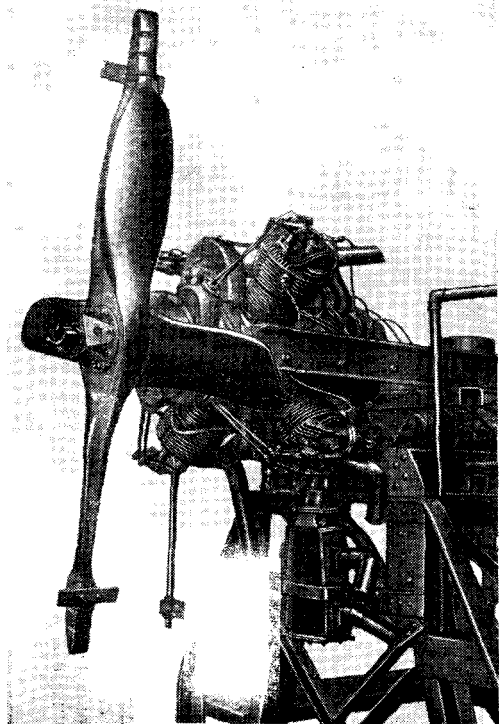


Рис. 32. Двигатель ОМВ на испытательном стенде

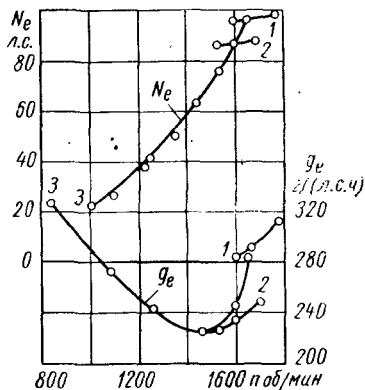


Рис. 34. Внешняя и винтовая характеристики двигателя ОМВ:

1 — на взлетном режиме (внешняя); 2 — на номинальном режиме (внешняя); 3 — винтовая

2. Показатели работы двигателя ОМБ на режиме 0,9 номинальной мощности

Параметры	Время в ч										Средняя величина
	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	
Число оборотов в минуту	1545	1545	1535	1538	1528	1530	1540	1540	1540	1540	1538,1
Мощность в л. с.	78,2	78,4	78,3	78,0	78,9	79,5	78,2	78,5	78,3	78,5	78,4
Приведенная мощность в л. с.	79,0	79,4	79,3	78,0	78,9	80,3	78,6	79,5	78,8	79,4	79,2
Расход топлива в г/(л. с. ч)	235	224,0	220,8	222,5	225,5	220,7	238,7	232,0	234,9	233,6	228,8
Приведенный расход топлива в г/(л. с. ч)	226,2	222	220,2	222,5	225,5	220,3	238,2	228,5	236	229,5	225,9

3. Показатели работы двигателя ОМБ на режиме номинальной мощности

Параметры	Время в ч										Средняя величина
	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	
Число оборотов в минуту	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1580	1597	1600	1597,7
Мощность в л. с.	86,2	86,2	86,2	86,2	86,2	86,4	86,0	86,6	86,2	87,0	86,3
Приведенная мощность в л. с.	86,2	86,2	86,2	86,2	86,2	86,3	86,6	86,6	87,2	87,5	86,6
Расход топлива в г/(л. с. ч)	242	242	242	242	242	243	243	238	254	253	245,1
Приведенный расход топлива в г/(л. с. ч)	242	242	242	242	242	240	242	238	242	265	243,7

На поршнях по всей окружности отсутствовали признаки их износа, а на баббитовой заливке накладок ползунов остались хорошо видимые следы шабрения.

На рис. 35 показан поршень двигателя ОМБ после 125 ч 17 мин работы (на его поверхности полностью сохранились следы механической обработки), а на рис. 36 — поршень серийного кривошипно-шатунного двигателя после 25 ч его работы (на нем видны ярко выраженные следы износа).

На всех режимах работы двигателя ОМБ наблюдалась меньшая температура цилиндров и значительно меньшая склонность его к детонации по сравнению с двигателем М-11 при одинаковой степени сжатия и худшем обдуве цилиндров вследствие уменьшенных почти в 2 раза поперечных габаритах двигателя.

Испытания двигателя ОМБ подтвердили надежность работы бесшатунного механизма и показали, что бесшатунный двигатель имеет ряд принципиальных преимуществ по сравнению с кривошипно-шатунным двигателем.

Испытания показали также, что бесшатунный двигатель может быть значительно форсирован по числам оборотов и мощности и сможет работать на топливе более дешевых сор-

4. Средние значения параметров двигателей ОМБ и М-11Г

Параметры	Номинальный режим				0,9 номинального режима			
	ОМБ		М-11Г		ОМБ		М-11Г	
	Проектные	Полученные	Проектные	Полученные	Проектные	Полученные	Проектные	Полученные
Число оборотов в минуту	1580—1600	1600	1580—1600	1600	1520—1560	1540	1520—1560	1540
Мощность в л. с.	82	86	100	86	74	79	90	79
Мощность одного цилиндра в л. с.	20,50	21,50	20,00	21,50	18,50	19,75	18,00	19,75
Литровая мощность в л. с./л	11,9	12,46	11,6	12,46	10,7	11,5	10,5	11,5
Удельный расход бензина в г/(л. с. ч):	—	243	—	243	Не более 240	226	—	226
бакинско Б-70 с примесью кренинг-бензина	—	—	—	—	—	—	—	—
грозненского авиационного	—	—	—	—	—	—	—	—
Удельный расход масла в г/(л. с. ч)	—	15,1	—	15,1	Не более 25	13,0	—	13,0

5. Износ деталей двигателей ОБМ и М-11А

Детали	Средний износ в мкм	
	ОБМ за 110 ч 8 мин работы	М-11А за 50 ч работы
Цилиндры	5,0 (без образования овальности цилиндров)	15 (с образованием овальности цилиндров)
Поршни	0,0	20—25 (с образованием овальности)
Подшипники (залитые баббитом Б83)	6,0 (штоковые)	15—20 (главного шатуна)
Коленчатый вал	3,0 (штоковые шейки)	6—10 (шатунная шейка)
Кривошипные подшипники (залитые баббитом Б83)	4,0	—
Концевые опорные шейки коленчатого вала	3,0	—
Накладки ползунов (залитые баббитом Б83)	8,0	—
Направляющие картера	3,0	—

тов, чем существующие серийные кривошипно-шатунные двигатели.

Испытания двигателей ОБМ на автомобильном бензине и их форсирование по числам оборотов и мощности. После завершения программы испытаний по обеспечению проектных данных двигателя ОБМ испытывались на дешевых топливах и форсированных режимах.

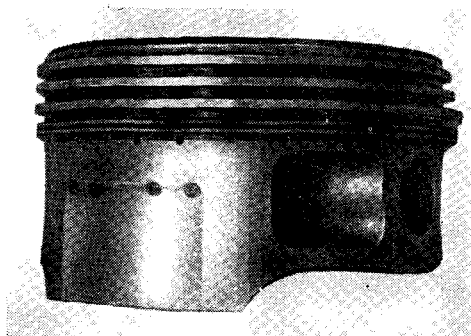


Рис. 35. Поршень двигателя ОБМ после 125 ч 17 мин работы

Испытания на бензинах различных сортов показали, что температура цилиндров при работе на автомобильном бензине резко понижается.

Для обеспечения нормального протекания тепловых процессов в цилиндрах были применены специальные дефлекторы (рис. 37).

На рис. 38 даны винтовая характеристика и кривые тем-

пературы цилиндров и картера, полученные при испытании двигателя ОБМ на автомобильном бензине второго сорта при атмосферном давлении 739 мм рт. ст. и температуре воздуха 11,5° С, а также удельные расходы топлива близкими по мощности криво-

шипно-шатунными двигателями — авиационным М-11 и автомобильным М-1.

Дальнейшие испытания двигателей ОМБ проводились преимущественно на форсированных режимах, при которых были значительно повышены числа оборотов и мощность двигателя.

В процессе форсирования двигателя ОМБ были расширены впускные трубопроводы, перерегулирован карбюратор и применены новые цилиндрические головки с увеличенными проходными сечениями клапанов. В результате двигатель ОМБ развивал мощность 140 л. с., т. е. в 1,5 раза больше проектной мощности.

На рис. 39 приведена винтовая характеристика двигателя ОМБ, сня-

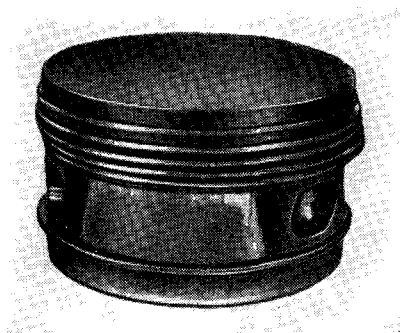


Рис. 36. Поршень кривошипно-шатунного двигателя после 25 ч работы

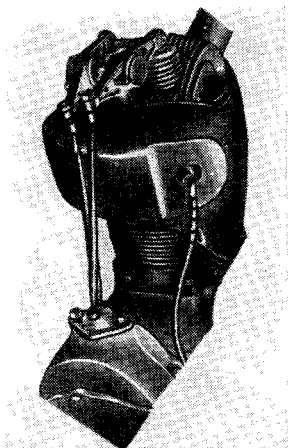


Рис. 37. Цилиндр двигателя ОМБ с дефлектором

тая при официальном испытании на форсированных режимах. Испытания бесшатунных двигателей ОМБ, проведенные на авиационных грозненском и бакинском и на автомобильном бензинах при различных эксплуатационных и форсированных режимах (0,1—1,75 от максимальной расчетной мощности) и различной продолжительности непрерывной работы, этапы которых длились от 30 мин до 10 ч, дали исчерпывающие данные по их энергетическим и эксплуатационным качествам и на этом экспериментальные работы на двигателях ОМБ в 1944 г. были завершены.

Первый бесшатунный двигатель ОМБ, созданный с использованием серийных деталей — поршней, цилиндров, поршневых колец, коренных подшипников и других деталей двигателя М-11А — проработал без замены и ремонта поршней, подшипников и деталей бесшатунного механизма 1843 ч. Это в 46 раз больше, чем имел моторесурс (между ремонтами) аналогичный по мощности и конструктивно-технологическому выполнению кривошипно-шатунный серийный двигатель М-11 типа А, и в 5—11 раз больше

полного эксплуатационного срока службы двигателя М-11А, у которого при ремонтах двукратно расшлифовывали цилиндры и заменяли поршни и подшипники.

Однако и после такого длительного срока работы двигатель ОМБ имел износы деталей и зазоры в основных звеньях бесшатунного механизма меньше браковочных и в целом оставался еще в работоспособном состоянии.

Отсутствие в бесшатунных двигателях касания поршней с цилиндрами и невозможность появления в них овальности цилин-

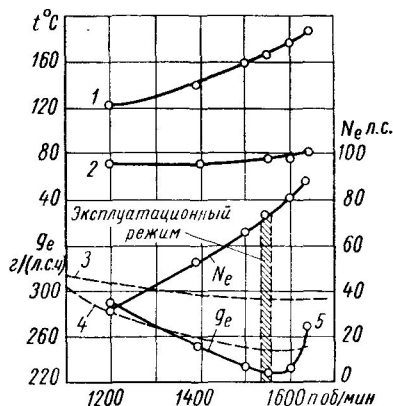


Рис. 38. Винтовая характеристика и температура узлов бесшатунного двигателя ОМБ:

1 — температура головки первого цилиндра; 2 — температура картера; 3 — удельный расход топлива (автомобильный бензин второго сорта) двигателем М-1; 4 — удельный расход топлива (авиационный грозненский бензин) двигателем М-11; 5 — удельный расход топлива (автомобильный бензин второго сорта) двигателем ОМБ.

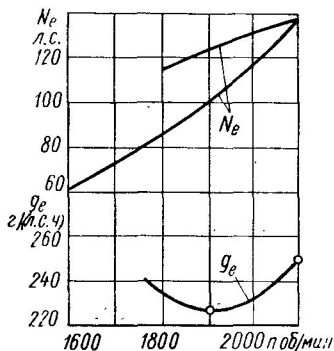


Рис. 39. Винтовая характеристика двигателя ОМБ на форсированных режимах

дров, свойственной обычным кривошипно-шатунным двигателям, устранило связанные с этим дефекты: падение компрессии, повышение расхода масла, дымление, ухудшение мощностных, экономических и пусковых показате-

телей, и позволило серийным поршням, поршневым кольцам и цилиндрам двигателя М-11А проработать в двигателях ОМБ в десятки раз большие сроки, чем при работе этих деталей в кривошипно-шатунных двигателях М-11А.

С применением бесшатунного механизма цилиндро-поршневая группа перестала быть узлом, лимитирующим надежность и ресурс работы двигателей.

Характерные для двигателей ОМБ положительные качества — быстрое получение при доводке расчетных параметров, высокая эксплуатационная их работоспособность, относительно высокие значения механического к. п. д., высокая экономичность и большие возможности для дальнейшего форсирования — полностью подтвердились при доводке и испытаниях других созданных мало-

мощных и мощных бесшатунных двигателей одинарного и двойного действия; в связи с этим доводка и испытания этих двигателей в дальнейшем изложении этой главы опущены.

§ 5. УНИФИЦИРОВАННЫЕ БЕСШАТУННЫЕ ДВИГАТЕЛИ МОЩНОСТЬЮ 140—400 л. с. С ОДНОСТОРОННИМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ В ЦИЛИНДРАХ

Двигатель МБ-4 мощностью 140 л. с. Двигатель МБ-4 представляет собой четырехцилиндровый четырехтактный бензиновый двигатель авиационного типа с воздушным охлаждением цилиндров (рис. 40) и является дальнейшим развитием бесшатунного двигателя ОМБ.

В этом двигателе улучшены цилиндровая группа, механизм газораспределения и система впуска, с тем чтобы обеспечить возможность дальнейшего форсирования двигателя.

Бесшатунный механизм двигателя МБ-4 рассчитан на передачу мощности до 500 л. с.

Кроме обычных агрегатов, устанавливаемых на кривошипно-шатунных двигателях этого класса, на двигателе МБ-4 были установлены воздушный компрессор АК-50, электрогенератор ГС-350, регулятор числа оборотов винта, пластинчатый масляный фильтр «Куно», распределитель сжатого воздуха для автоматического пуска двигателя, а также был предусмотрен запасный привод.

Передняя часть вала двигателя шлицевая с внутренними масляными каналами предназначена для установки воздушного винта изменяемого шага.

Двигатель МБ-4, несмотря на большое количество дополнительно установленных на него агрегатов, весьма компактный и имел по сравнению с одинаковыми по ходу и диаметру поршней кривошипно-шатунными двигателями М-11 и МГ-21 в 2 раза меньшие габариты и лучшую экономичность на всех режимах работы.

Двигатель крепился к подмоторной раме посредством четырех цапф, расположенных на средней части картера (рис. 40).

Пуск двигателя осуществлялся с пульта управления при помощи сжатого воздуха.

Двигатель МБ-4 (рис. 41 и 42), как и двигатель ОМБ, собирается из отдельных узлов (см. рис. 26): передней части с механиз-

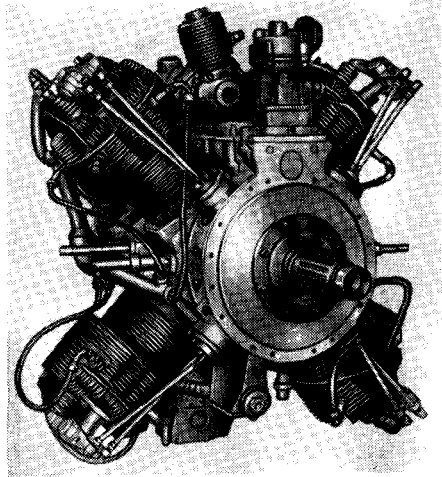


Рис. 40. Двигатель МБ-4

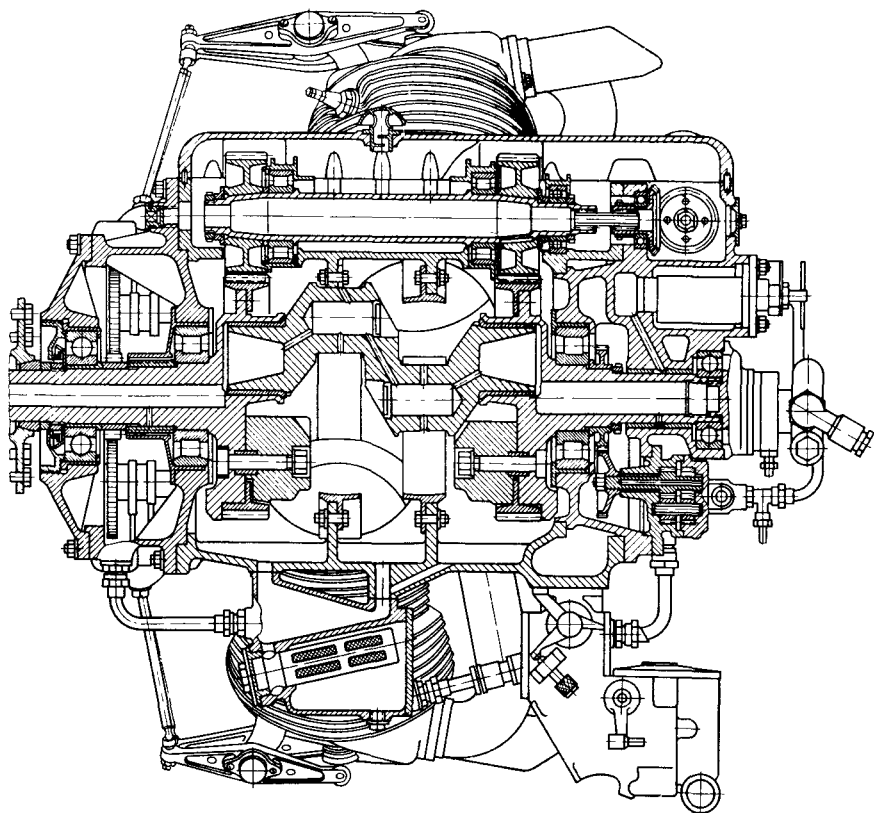


Рис. 41. Продольный разрез двигателя МБ-4

мом газораспределения и валом передачи мощности; средней части с коленчатым валом, штоками и соединительным валом; задней крышки с приводами и агрегатами и цилиндрами.

Конструкция деталей и узлов двигателя МБ-4 разработана таким образом, что из них можно собирать целое семейство унифицированных четырех- и восьмицилиндровых двигателей мощностью 140—400 л. с.

Четырех- и восьмицилиндровые двигатели. Основные данные унифицированных бесшатунных двигателей, собираемых из деталей и узлов двигателя МБ-4, приведены в табл. 6.

На рис. 43 показаны укрупненные конструктивные узлы А, Б и В, из которых собирают двигатели МБ-4, МБ-8, МБ-4Б и МБ-8Б.

На рис. 40 и 44 представлены четырех- и восьмицилиндровые двигатели первой группы (МБ-4 и МБ-8), собираемые из узлов А, Б и В. Автономные узлы А, Б и В комплектуют из деталей и по инструкции сборки четырехцилиндрового двигателя МБ-4.

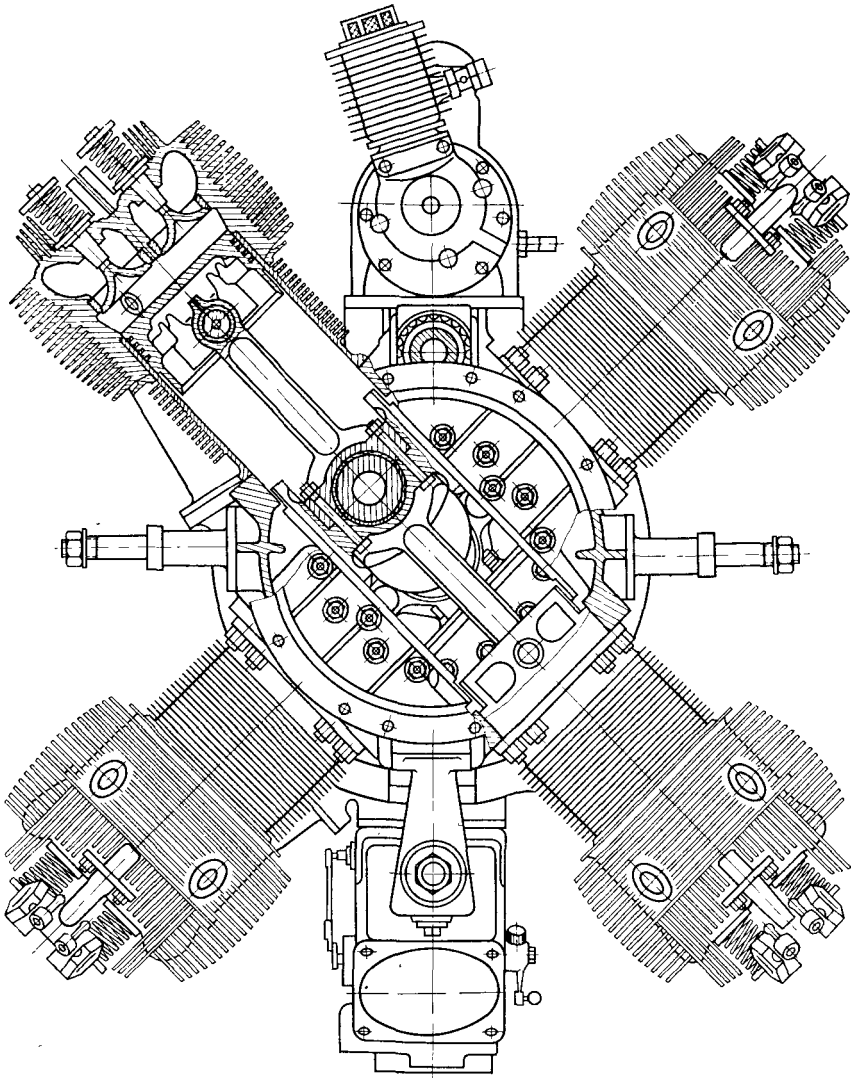


Рис. 42. Поперечный разрез двигателя МБ-4

Узел, устанавливаемый в средней части восьмицилиндрового двигателя (между двумя узлами *Б*), представляет собой узел *А*, в котором вместо одного переднего кривошипа, несущего воздушный винт, установлены два коротких кривошипа, соединяющиеся с коленчатыми валами двух узлов *Б*.

Все узлы соединены с помощью шпилек.

Восьмицилиндровый двигатель МБ-8 вследствие меньшей относительной потери мощности на привод агрегатов (комплект агрегатов тот же, что и у двигателя МБ-4) имеет несколько больший

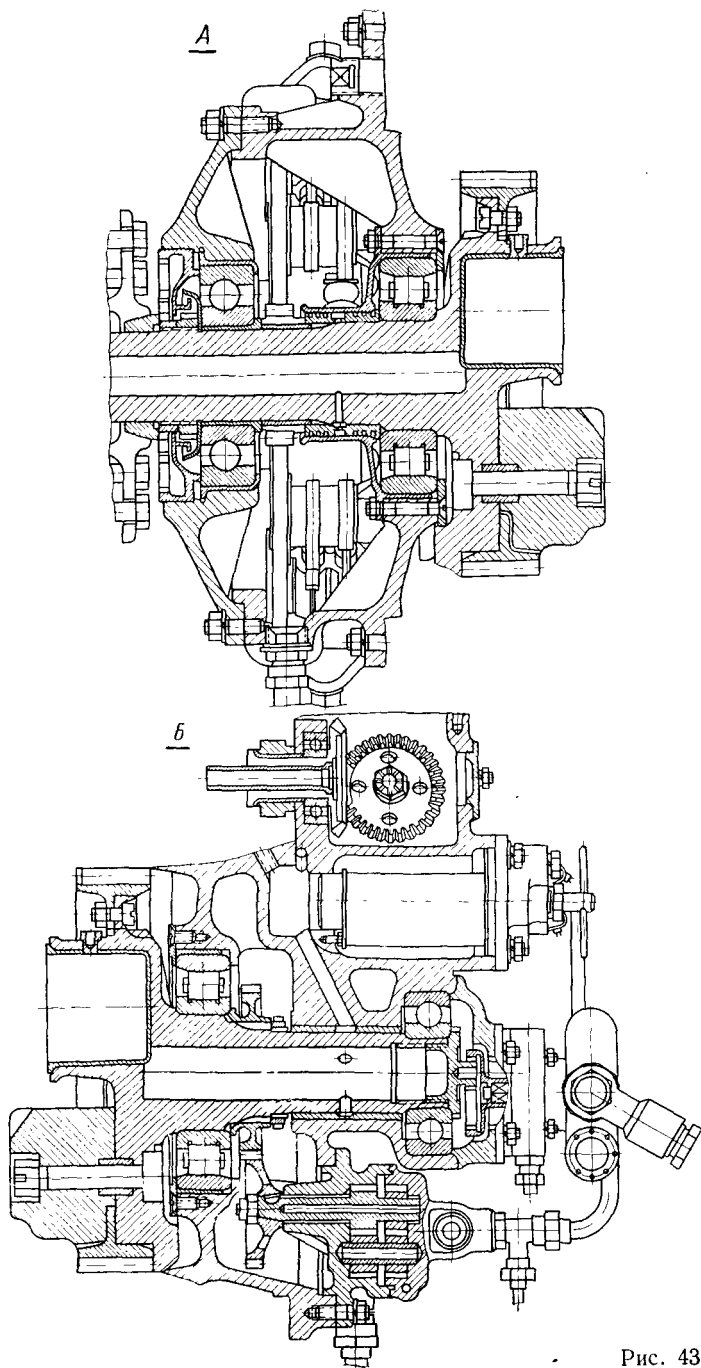
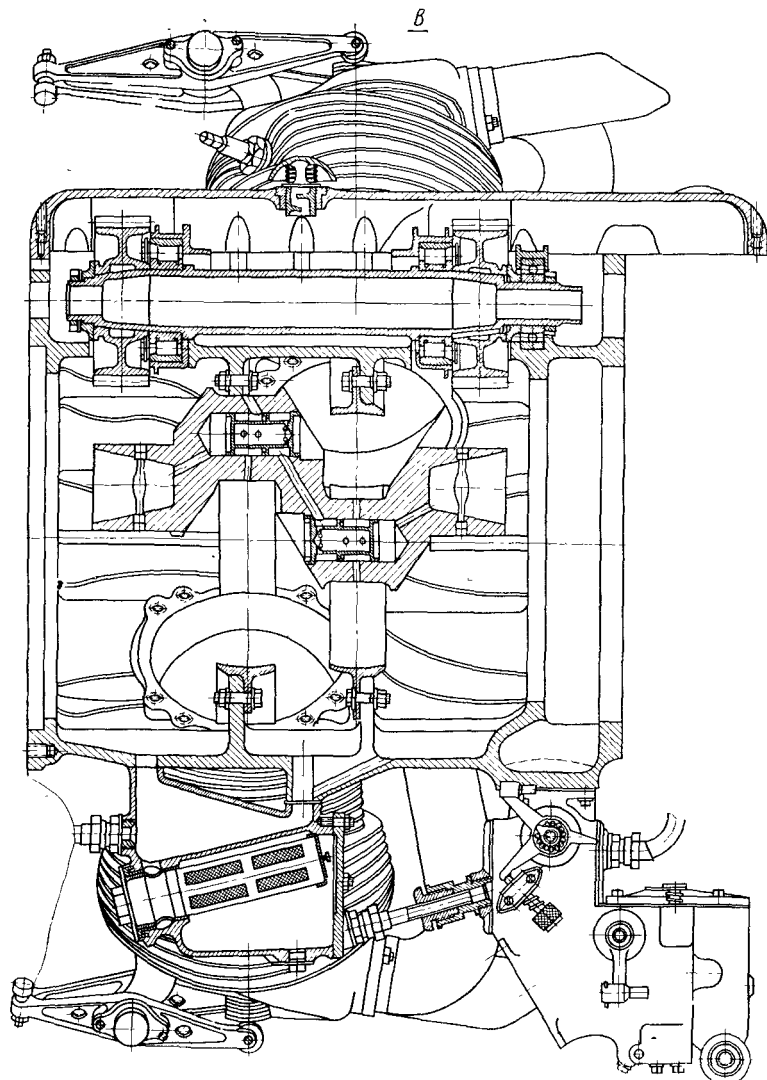


Рис. 43. Узлы
А — передняя часть; Б — задняя крыш

механический к. п. д. и соответственно лучшую экономичность. Он прошел длительные заводские испытания с удельным расходом топлива на крейсерском режиме 212 г/(л. с. ч.) , т. е. на 12% меньшим, чем удельный расход у серийного двигателя М-11Д.

На рис. 45 приведены сравнительные внешняя и винтовая характеристики двигателей МБ-8 и М-11Д.

Вторая группа двигателей (МБ-46 и МБ-86), приведенных в табл. 6, отличается от двигателей МБ-4 и МБ-8 только цилин-



двигателя МБ-4:

ка; В — средняя часть с цилиндрами

6. Основные данные унифицированных бесшатунных двигателей МБ

Параметры	Двигатели ¹			
	МБ-4	МБ-8	МБ-46	МБ-86
Число цилиндров	4	8	4	8
Диаметр цилиндров в мм	125	125	146	146
Литраж двигателя в л	6,864	13,728	9,37	18,74
Давление воздуха на впуске	Атмосферное (без наддува)			
Мощность в л. с.	140	280	200	400
Число оборотов в минуту	2200	2200	2300	2300
Топливо	Авиационный или автомобильный бензин			
Удельный расход топлива в г/(л. с. ч):				
на максимальном режиме	260	250	250	250
» номинальном »	230	220	225	220
» эксплуатационном »	220	212	215	212
Масса двигателя в кг	156	248	210	354
Габаритные размеры двигателя в м:				
высота	0,700	0,700	0,840	0,840
ширина	0,700	0,700	0,840	0,840
длина	0,825	1,290	0,825	1,290

¹ Ход поршня 140 мм, степень сжатия 5,8.

дровой группой, имеющей больший литраж при равном ходе поршней.

Для возможности использования цилиндров с различными диаметрами отливка картера двигателя МБ-4 выполнена так, что

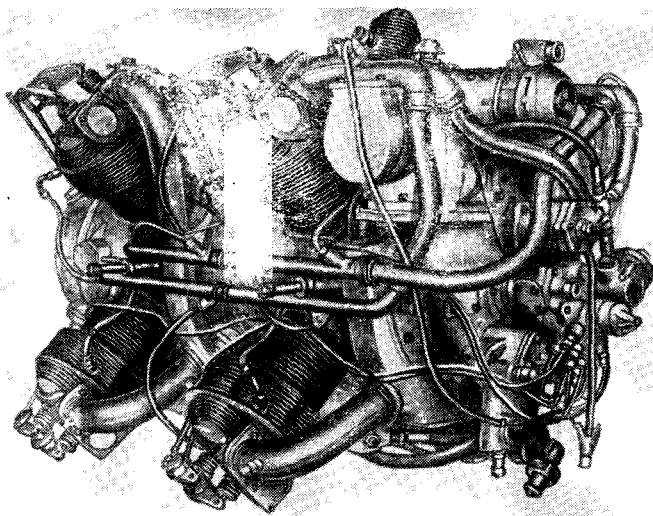


Рис. 44. Двигатель МБ-8, собираемый из узлов А, Б и В в комбинации:
А + В + А + В + В

позволяет растачивать гнезда под цилиндры с диаметром в свету 125 и 146 мм (рис. 46).

Все остальные детали и узлы используются во всех двигателях первой и второй группы без переделки по спецификации четырехцилиндрового двигателя МБ-4.

Двигатели второй группы (МБ-46 и МБ-86) представлены на рис. 47 и 48.

Таким образом, из деталей по спецификации четырехцилиндрового бесшатунного двигателя можно собирать семейство двигателей различной мощности, требующих в эксплуатации одинакового обслуживания и единого комплекта запасных частей.

То обстоятельство, что двигатели типа МБ-4 состоят из раздельно собираемых узлов, не требующих совместной обработки и соединяющихся между собой без пресовых посадок, позволяет, не меняя конструкции двигателей в целом, получать двигатели специального назначения.

Так, при установке измененного узла В (задней крышки с нагнетателем) можно получить двигатели с наддувом, а при установке измененного узла А — редукторные двигатели с пониженным числом оборотов вала отбора мощности.

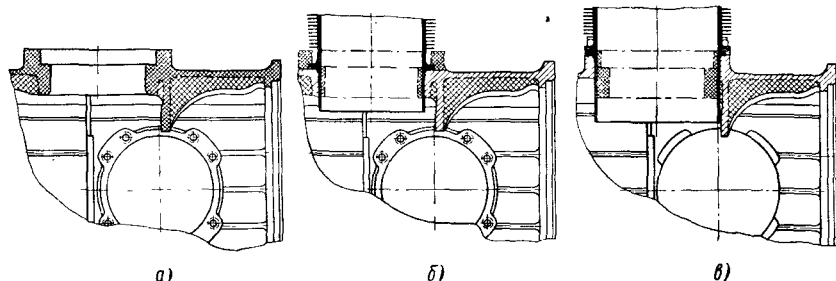


Рис. 46. Отливка картера двигателя МБ-4 и способы расточки гнезд под цилиндры разных размеров:

а — отливка картера двигателя МБ-4; б — расточка в картере гнезд под цилиндры с диаметром в свету 125 мм двигателей первой группы (МБ-4 и МБ-8); в — расточка в картере гнезд под цилиндры диаметром в свету 146 мм двигателей второй группы (МБ-46 и МБ-86)

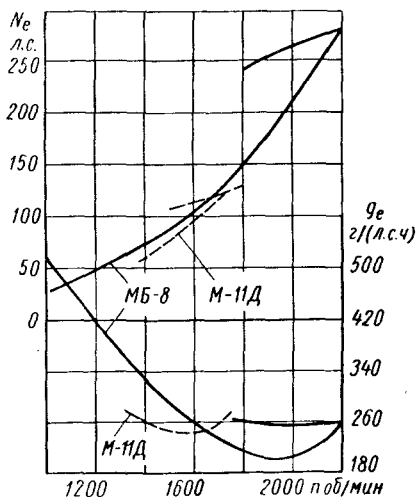


Рис. 45. Внешние и винтовые характеристики бесшатунного двигателя МБ-8 и кривошипно-шатунного двигателя М-11Д

В том и другом случаях сохраняется возможность обратной замены измененных узлов А и В на обычные путем перестановки узлов на двигателе, возможной в условиях ремонтной мастерской.

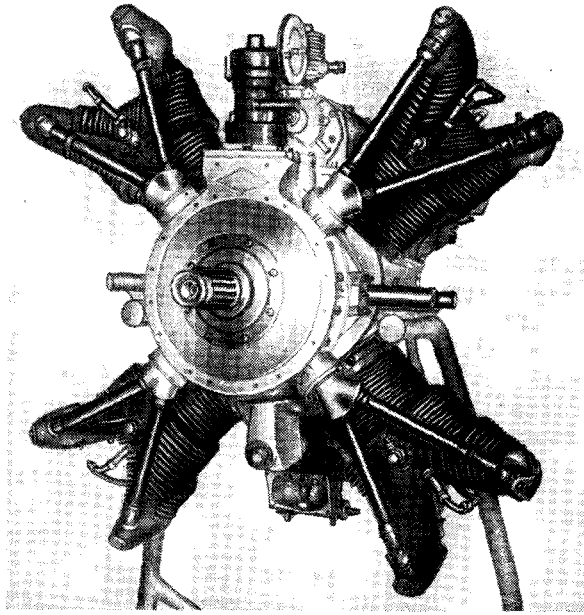


Рис. 47. Двигатель МБ-46

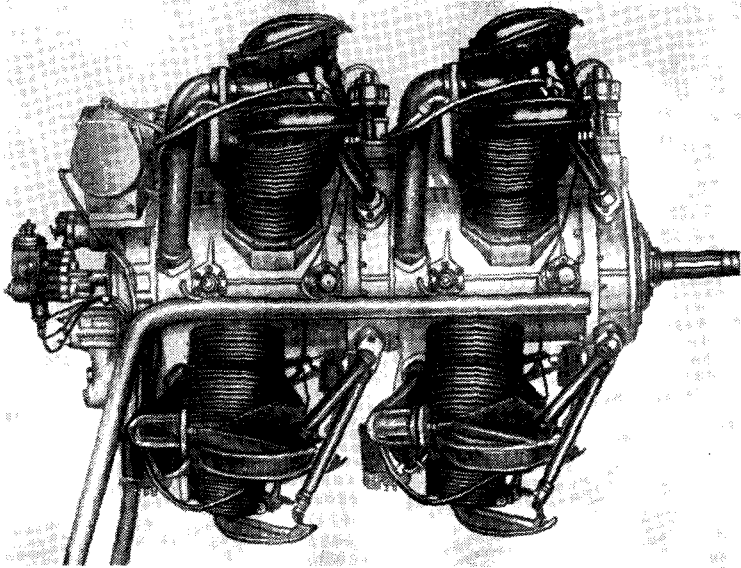


Рис. 48. Двигатель МБ-86

Сравнение маломощных бесшатунных двигателей МБ с аналогичными по применению и классу мощности кривошипно-шатунными двигателями показывает, что бесшатунные двигатели конструктивно проще кривошипно-шатунных. В табл. 7 указано, какое количество деталей идет на бесшатунные двигатели МБ-86 мощностью 400 л. с. и на кривошипно-шатунный двигатель МГ-31 мощностью 300 л. с.

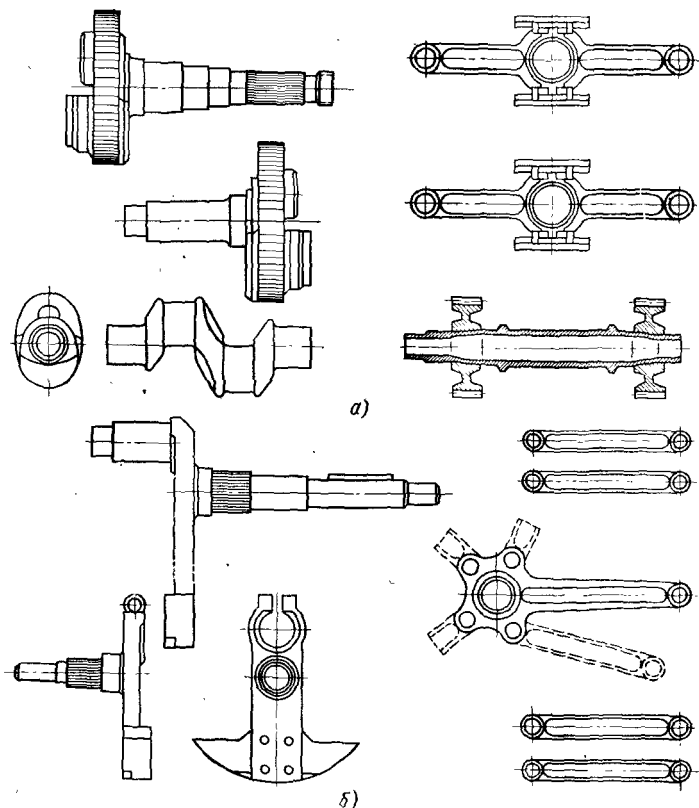


Рис. 49. Сравнение деталей силового механизма бесшатунных двигателей мощностью 140—400 л. с. с деталями кривошипно-шатунного механизма двигателя М-11Д мощностью 125 л. с.:

а — детали бесшатунного механизма; б — детали кривошипно-шатунного механизма

Сравнение конструктивных форм основных деталей бесшатунного силового механизма двигателей МБ и кривошипно-шатунного механизма двигателя М-11Д приведено на рис. 49.

Некоторые детали бесшатунного механизма проще аналогичных деталей кривошипно-шатунных двигателей и в технологическом отношении. Так, например, поршни бесшатунных двигателей выполняют цилиндрическими по всей длине на обычных то-

**7. Число наименований и количество основных деталей
бесшатунных двигателей семейства МБ
и кривошипно-шатунного двигателя МГ-31**

Узлы двигателей	Число наименований деталей		Количество деталей	
	МГ-31	МБ-86	МГ-31	МБ-86
Передняя часть вала с механизмом газораспределения	33	26	172	176
Средняя часть картера и задняя крышка с приводами	96	44	182	85
Коленчатый вал, штоки (шатун), поршни и цилиндры	75	88	674	638
Всего основных деталей	204	158	1028	899

карных станках с допуском по диаметру $\begin{matrix} +0,050 \\ -0,040 \end{matrix}$ мм и с чистотой обработки поверхности $\nabla 6$, тогда как поршни кривошипно-шатунных двигателей, как известно, выполняют с овальной юбкой, поверхность которой обрабатывают по специальному копиру и с более жесткими допусками на размеры и чистоту обработки. Поршень двигателя М-21 автомобиля «Волга» имеет допуск на диаметр $\begin{matrix} +0,0048 \\ -0,0120 \end{matrix}$ мм и обрабатывается по $\nabla 7 - \nabla 8$.

Если поршни крепят к штокам посредством поршневых пальцев, то к обработке отверстий в поршнях и в верхних головках штоков под поршневые пальцы предъявляются более простые требования (к допускам на размеры, на несоосность и на чистоту поверхности).

Масса комплекта разъемных штоков равна 6,42 кг, что составляет 0,0458 кг/л. с. для двигателей МБ-4 и МБ-8 и 0,0321 кг/л. с. для двигателей МБ-46 и МБ-86.

Бесшатунный механизм допускает возможность применения неразъемных штоков, как это выполнено в более мощных бесшатунных двигателях, и тогда их масса становится еще меньше.

**§ 6. ДВЕНАДЦАТИЦИЛИНДРОВЫЙ БЕСШАТУННЫЙ
ДВИГАТЕЛЬ ОМ-1270 МОЩНОСТЬЮ 2100—2800 л. с.**

Поперечный разрез бесшатунного двигателя ОМ-1270 одинарного действия с жидкостным охлаждением показан на рис. 50.

Он был разработан с учетом опыта постройки мощных бесшатунных двигателей двойного действия. Этот двигатель не был построен. Поперечный разрез двигателя ОМ-1270 и его основные данные приведены как пример возможностей конструкции бесшатунного двигателя одинарного действия с неразъемными штоками, без съемных цилиндров или цилиндровых блоков.

В бесшатунных двигателях с жидкостным охлаждением гильзы цилиндров можно запрессовывать непосредственно в картер и при этом получать минимальное расстояние между нижним срезом гильз и осью двигателя, благодаря чему двигатели имеют обте-

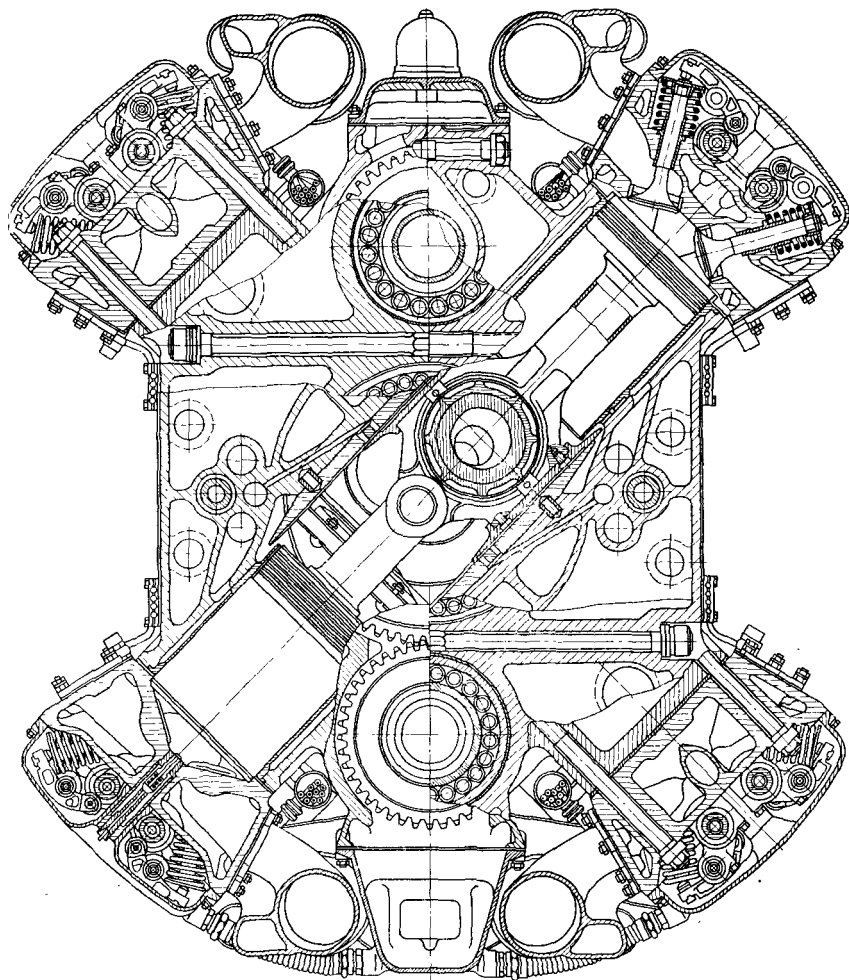


Рис. 50. Поперечный разрез бесшатунного двигателя OM-1270

каемую форму барабанного типа, и их габариты по сравнению с кривошипно-шатунными уменьшаются в еще большей степени, чем при воздушном охлаждении.

Основные данные четырехтактного двигателя OM-1270 оди-нарного действия с наддувом и жидкостным охлаждением при-ведены в табл. 8.

8. Данные двигателя ОМ-1270

Параметры	Двигатель	
	без турбоком- прессора	с турбокомпрес- сором
Число цилиндров	12	12
Диаметр цилиндров в мм	160	160
Ход поршня в мм	170	170
Литраж двигателя в л	41,0	41,0
Степень сжатия	7,2	7,2
Максимальная мощность в л. с. и со- ответствующее ей число оборотов в ми- нуту	2100 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2600	2800 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2600
Удельный расход топлива при мак- симальной мощности в г/(л. с. ч)	262—275	230—245
Номинальная мощность в л. с. и со- ответствующее ей число оборотов в ми- нуту	1750 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2400	2150 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2400
Удельный расход топлива при но- минальной мощности в г/(л. с. ч)	225—235	210—220
Крейсерская мощность в л. с. и соот- ветствующее ей число оборотов в ми- нуту	1300 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2200	1700 <hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/> 2200
Удельный расход топлива при крей- серской мощности в г/(л. с. ч)	180—190	170—180
Габариты двигателя в м:		
диаметр	1,140	1,140
длина с выступающей частью вала под винт	1,980	1,980
длина с фланцевым валом	1,720	1,720
Масса двигателя в кг	950	1200
Удельная масса двигателя в кг/л. с.	0,45	0,43
Габаритная мощность в л. с./м ³	1200	1600

§ 7. КОНСТРУКТИВНЫЕ ВАРИАНТЫ ТРАНСПОРТНЫХ БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОДИНАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

В настоящее время на основе опыта создания бесшатунных дви-
гателей авиационного типа, описанных в книге, ведутся кон-
структивные разработки транспортных и стационарных бесшатун-
ных двигателей.

На рис. 51 дана эскизная компоновка бесшатунного дви-
гателя, выполненная в конструкторском бюро одного из автомоби-
льных заводов. Двигатель имеет Х-образное расположение цилин-
дров с углом $\gamma = 120^\circ$, дисковое газораспределение и охлаждение
поршней маслом, циркулирующим в замкнутом контуре.

На рис. 52 показана эскизная компоновка четырехцилиндро-
вого бесшатунного двигателя, выполненная в МАДИ под ру-
ководством заслуженного деятеля науки и техники РСФСР
проф. Ю. А. Степанова.

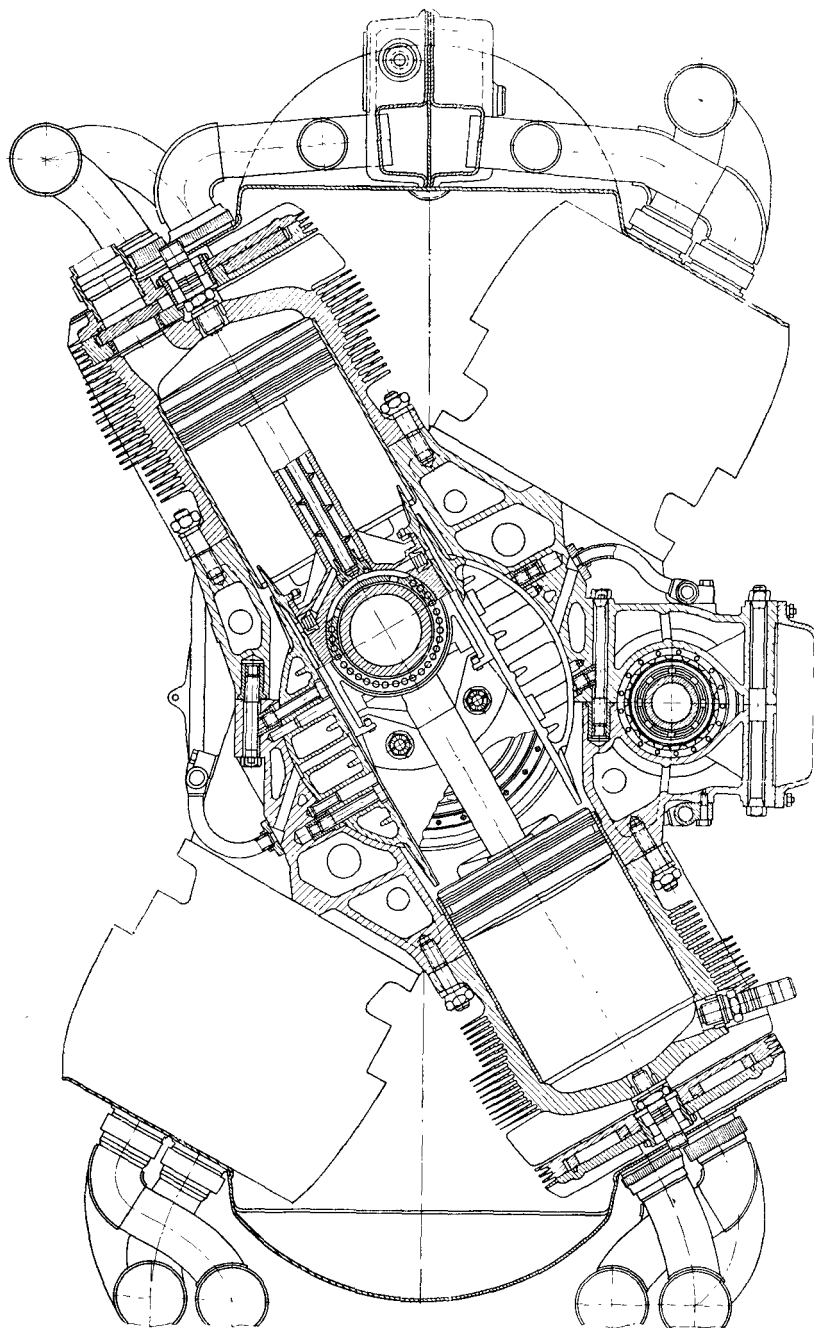


Рис. 51. Транспортный бесшатунный двигатель

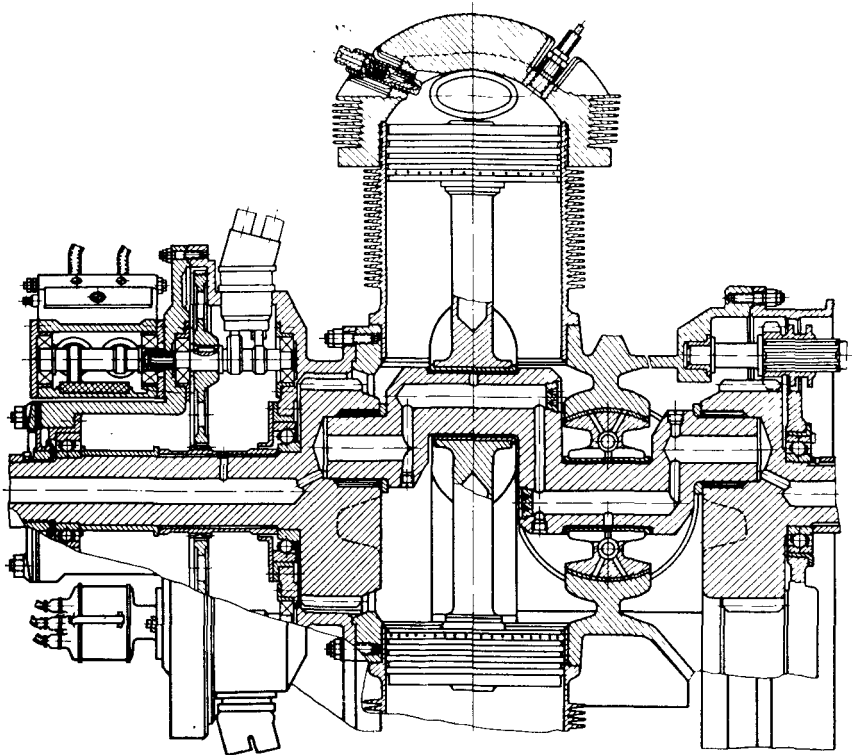


Рис. 52. Четырехцилиндровый бесшатунный двигатель

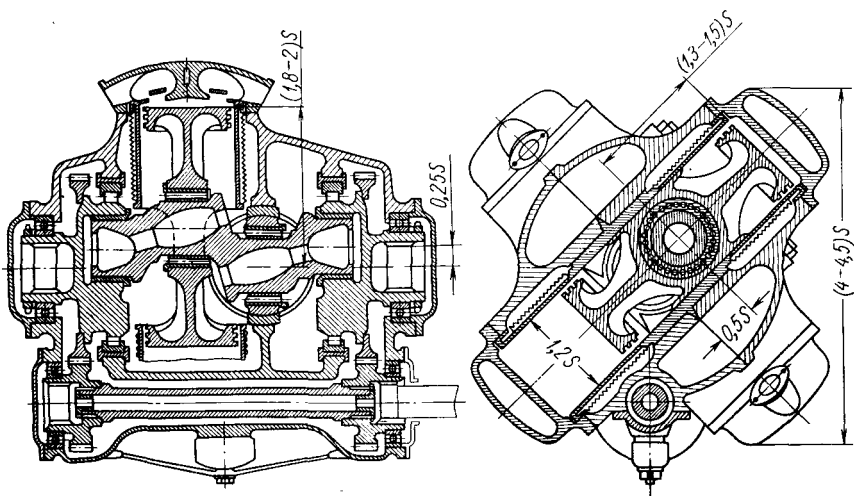


Рис. 53. Компонка бесшатунного двигателя однного действия

Для бесшатунных двигателей типа МБ-4 с односторонним рабочим процессом в цилиндрах более рациональной будет конструктивная компоновка, приведенная на рис. 53.

При осуществлении такой компоновки преимущества бесшатунных двигателей по количеству основных деталей, простоте конструкции, по технологичности, по габаритам и массе будут еще большими.

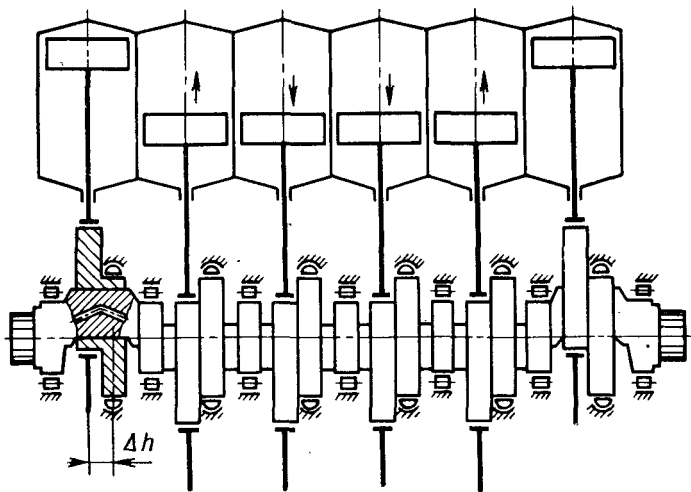


Рис. 54. Компоновка бесшатунного двигателя со спаренными эксцентриками

Если длина двигателя ограничена, можно использовать схему со спаренными эксцентриками, при которой в цилиндрических блоках цилиндрические гильзы (рис. 54) плотно размещаются по всей длине блоков, а сами блоки имеют минимальное продольное смещение один относительно другого, равное Δh .

§ 8. ВОСЬМИЦИЛИНДРОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ОМ-127РН ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ МОЩНОСТЬЮ 3200 л. с.

Бесшатунный восьмицилиндровый двигатель ОМ-127РН двойного действия первоначально проектировался как отсек ОМ-127 для отработки принципиально новых элементов и систем бесшатунного двигателя М-127 двойного действия мощностью 9000 л. с. и представлял собой третью часть двигателя М-127. Затем отсек ОМ-127 был превращен в автономный двигатель ОМ-127РН самостоятельного назначения, а двигатель М-127 — в более эффективную модификацию М-127К мощностью 10 000 л. с. вместо 9000 л. с. и с более высокой экономичностью по сравнению с заданной для двигателя М-127.

Двигатель ОМ-127РН представляет собой четырехтактный бесшатунный Х-образный двигатель блочной конструкции с непосредственным впрыском бензина и искровым зажиганием.

Бензин поступает в камеры сгорания цилиндров с помощью насосов и форсунок дизельного типа.

Двигатель прикреплен к раме четырьмя цапфами с резиновыми амортизаторами, имеющимися на средней части картера.

Внешний вид двигателя ОМ-127РН без импульсных турбин приведен на рис. 55 и 56, а этот же двигатель с импульсными турбинами — на рис. 57.

Двигатель ОМ-127РН состоит из пяти отдельно собирающихся узлов: передней части вала с редуктором; картера с бесшатунным механизмом; цилиндровых блоков; пульсирующих турбин, отдающих мощность на вал двигателя; задней крышки с центробежным компрессором и различными приводами и агрегатами.

В двигателе осуществлены принудительная смазка трущихся поверхностей во всех кинематических парах и организованное охлаждение штоков и поршней маслом, циркулирующим в замкнутом контуре.

Продольный и поперечный разрезы двигателя, а также система его смазки и система охлаждения штоков и поршней показаны на рис. 58 и 59.

Каждый цилиндрический блок из четырех устанавливаемых на двигателе имеет по два цилиндра с двусторонним рабочим процессом, а каждый цилиндр — по две камеры сгорания (верхнюю и нижнюю) с клапанными головками, в которых впускные и выпускные клапаны приводятся в движение через толкатели, штанги и коромысла от двух кулачковых валов, расположенных по бокам цилиндрических блоков.

Верхняя и нижняя камеры сгорания с клапанными головками цилиндров имеют различные форсунки, размещение свечей зажигания и конструкцию водяной рубашки, что обеспечивает стабильное протекание рабочих процессов, высокую полноту сгорания и идентичные мощностные и экономические характеристики на всех эксплуатационных режимах.

При работе двигателя обеспечивается меньшее поступление масла в картер, чем у кривошипно-шатунных двигателей, и соответственно меньшие гидравлические потери.

Масло отводится из нижних точек передней и задней частей картера и блоков, что позволяет двигателю нормально работать при углах наклона до 45° в любой плоскости. На рис. 60 показан бесшатунный механизм двигателя, схема которого соответствует рис. 11, а.

Коленчатый вал имеет четыре колена и три опорные шейки. Оси штоковых шеек расположены в одной плоскости ($\beta = 180^\circ$). Штоковые шейки соединены с поршневыми штоками, а опорные шейки посредством подшипников связаны с тремя центральными опорами, выполняющими функцию кривошипов.

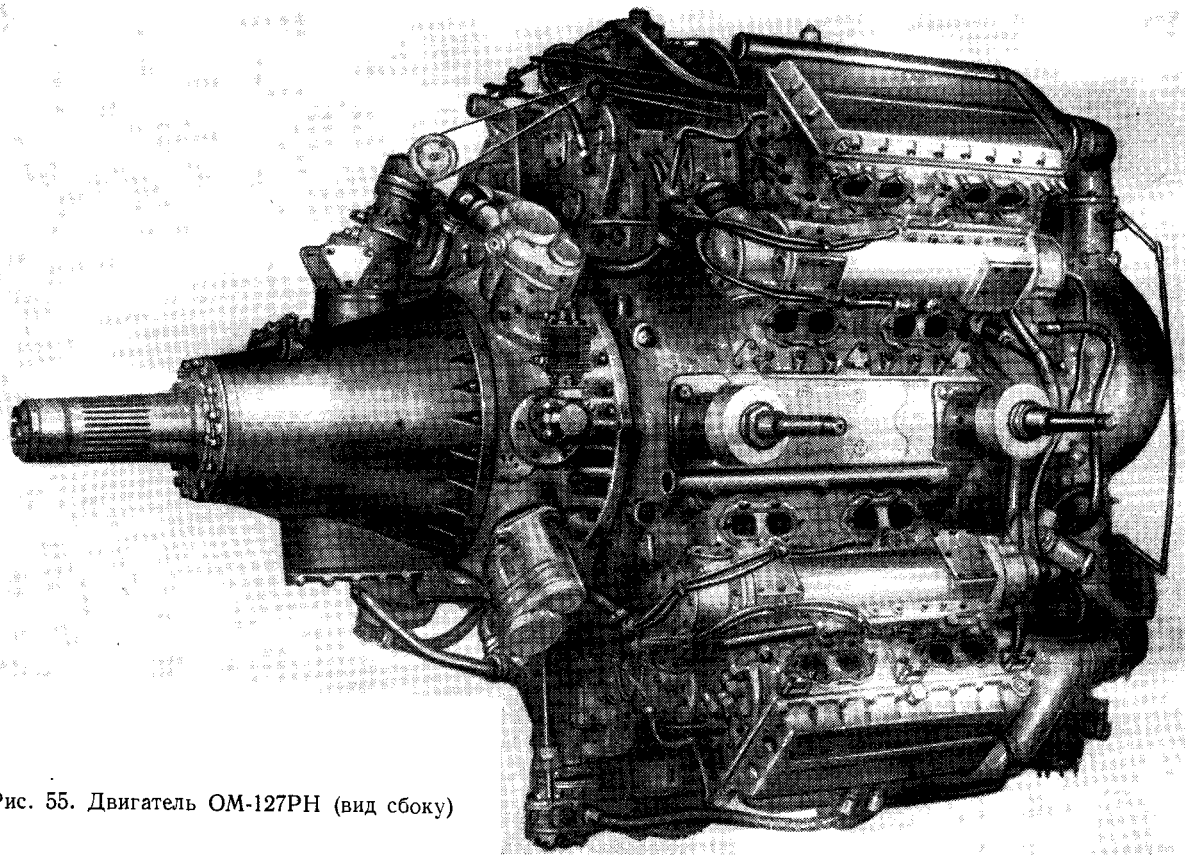


Рис. 55. Двигатель OM-127PH (вид сбоку)

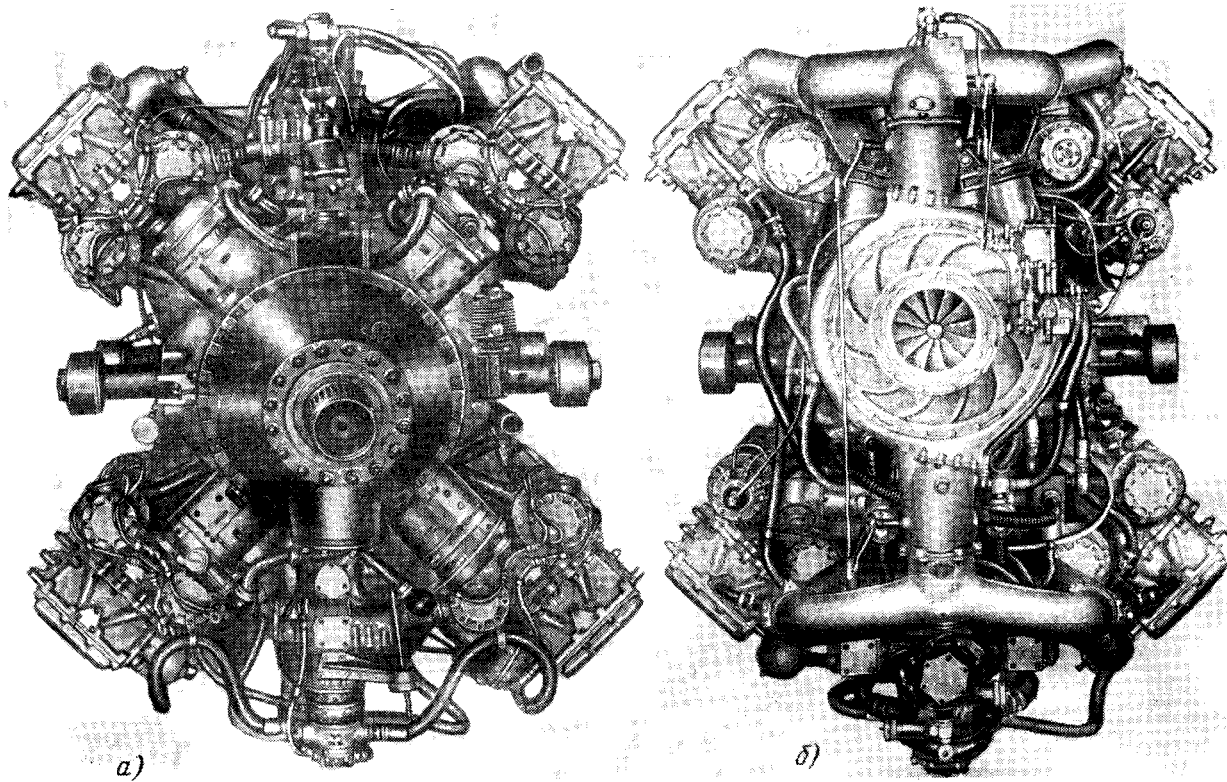


Рис. 56. Двигатель OM-127RH: *a* — вид спереди; *б* — вид сзади

Средняя и задняя опоры связаны с передней двумя соединительными валами. Верхний вал, имеющий относительно большую жесткость, соединяет крайние опоры, нижний — среднюю и переднюю. Таким образом, мощность отбирается с коленчатого вала в трех точках через центральные опоры.

Распределение мощности между соединительными валами зависит от соотношения жесткостей этих валов и коленчатого вала.

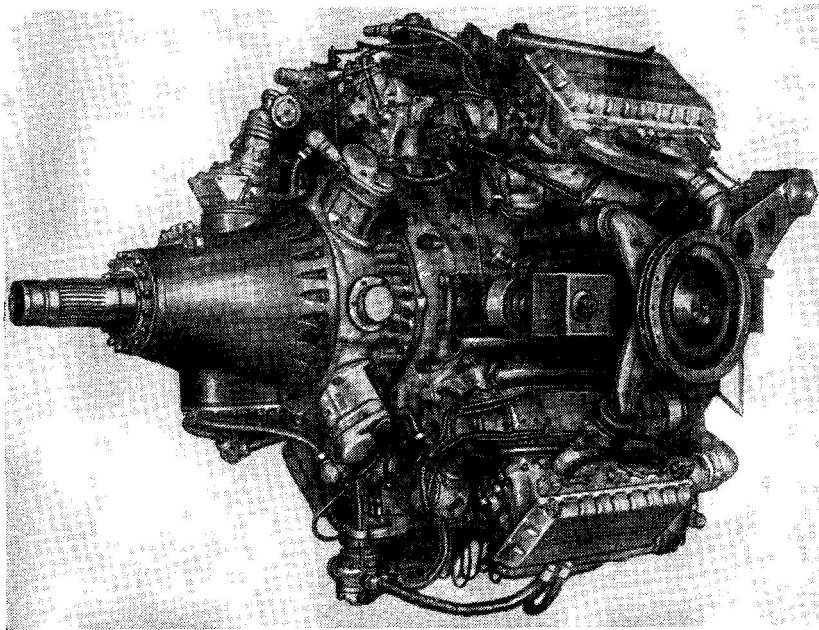


Рис. 57. Двигатель OM-127PH с импульсными турбинами

В центральных опорах расположены противовесы, которые обеспечивают полное уравнивание сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс механизма. Момент от сил инерции уравнивается двумя противовесами, соединенными с концевыми опорными шейками коленчатого вала (подробнее об уравнивании двигателя см. гл. III).

На рис. 61 показан поперечный разрез бесшатунного механизма двигателя OM-127PH по штоковой цапфе.

Применение в бесшатунном механизме поршневых штоков с ползунами 1, совершающими возвратно-поступательное движение по направляющим картера 2 и толстостенных штоковых подшипников 3, позволило осуществить в двигателе конструктивно простую систему охлаждения поршней с подводом охлаждающего масла через направляющие и ползуны к каждому поршню в отдельности и благодаря этому обеспечить одинаковую эффектив-

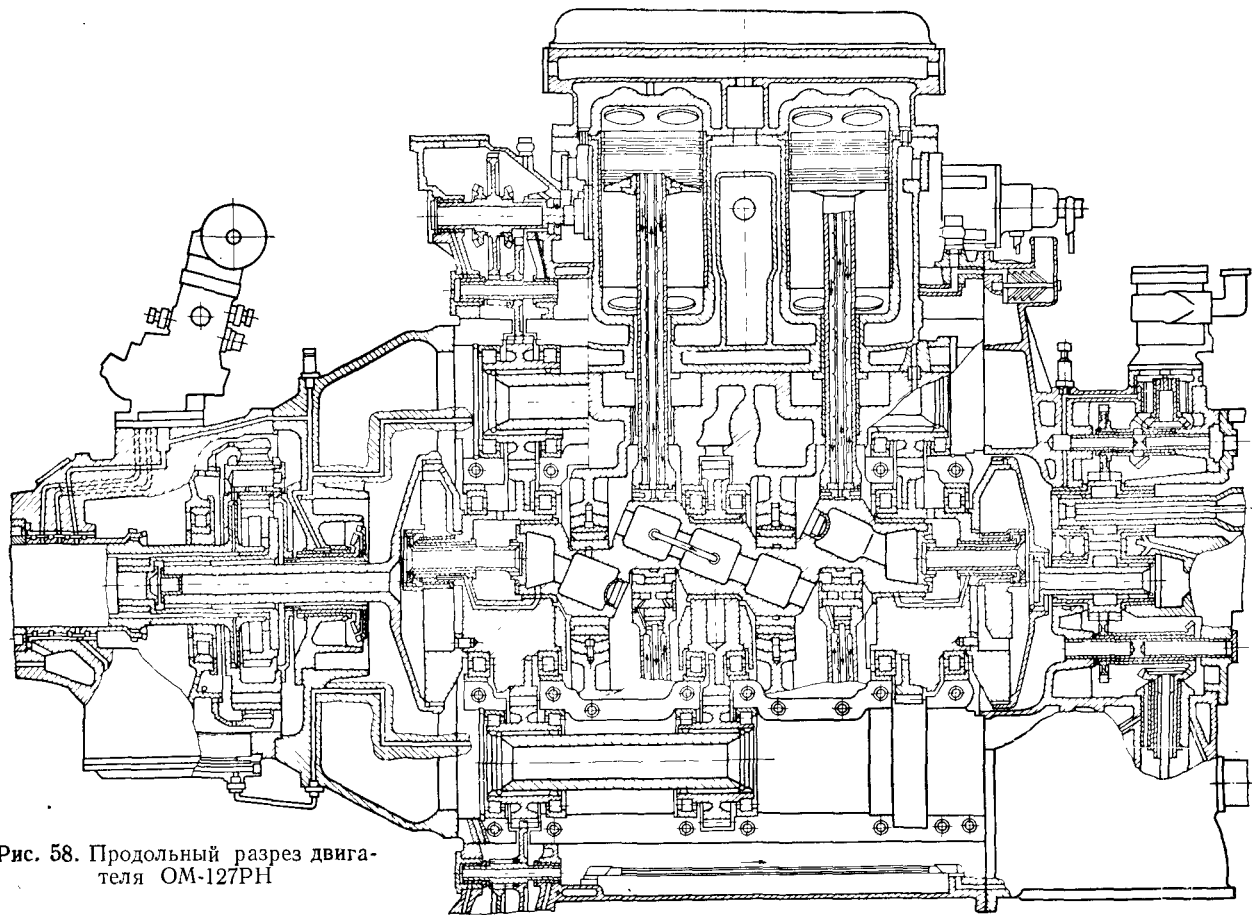


Рис. 58. Продольный разрез двигателя OM-127PH

ность охлаждения всех поршней двигателя при рядном расположении цилиндров.

Горячее масло из поршней отводится по каналам в штоках, изолированным от системы смазки подшипников, затем через накладку ползунов и их направляющие масло поступает в выходную магистраль картера и далее в водо-масляные или воздухомасляные радиаторы.

Применение автономного замкнутого контура для охлаждения поршней исключает возможность попадания к подшипникам горя-

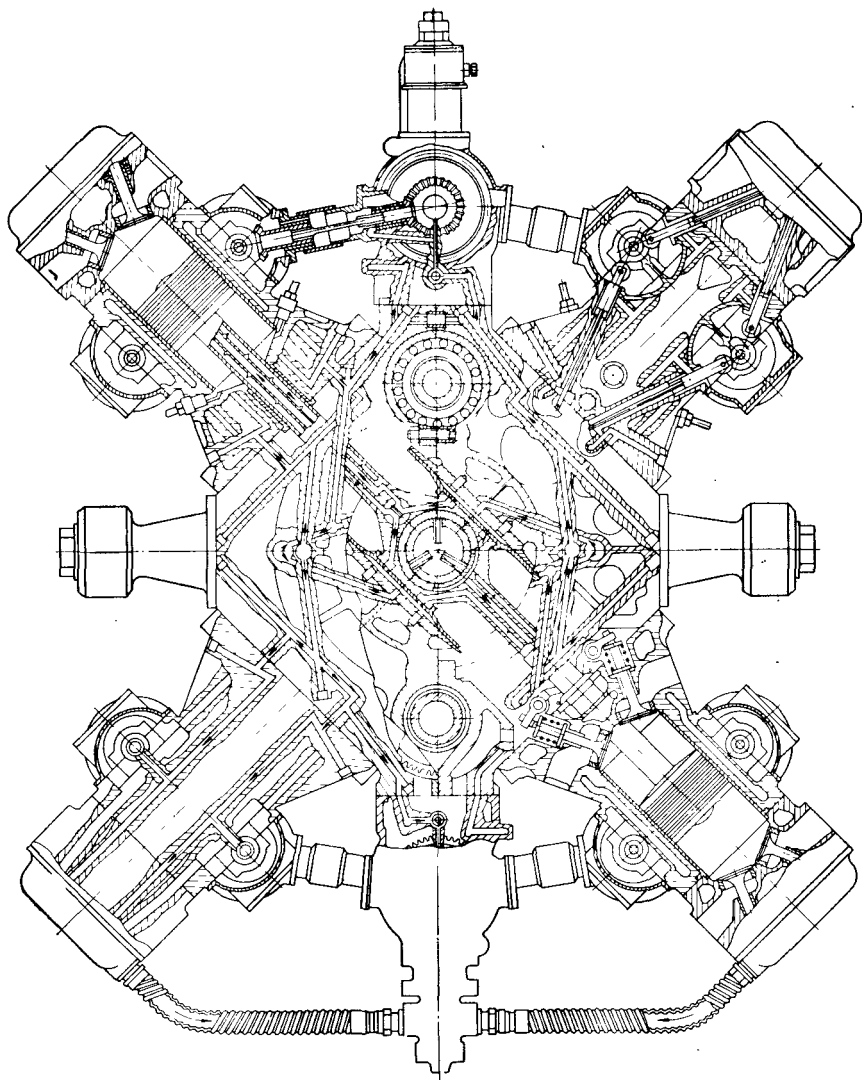


Рис. 59. Поперечный разрез двигателя OM-127PH

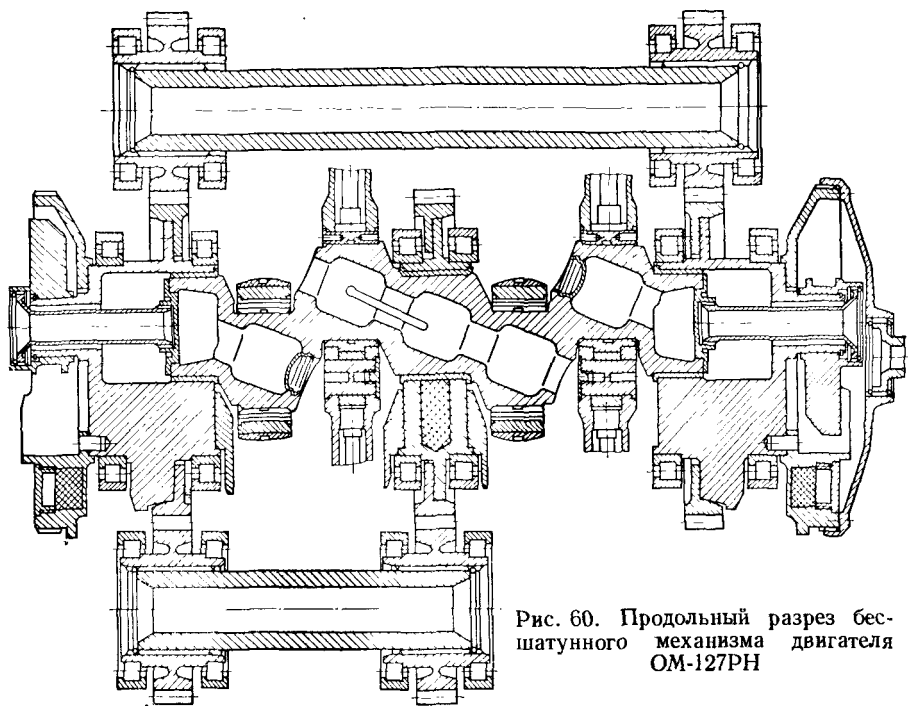


Рис. 60. Продольный разрез бесшатунного механизма двигателя ОМ-127РН

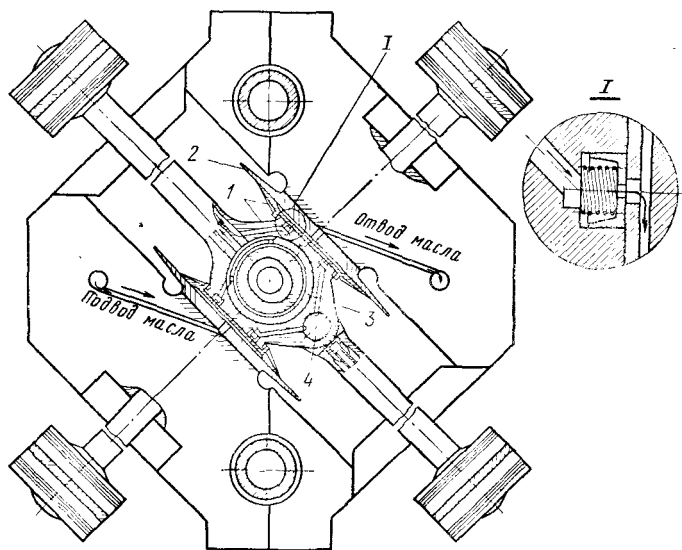


Рис. 61. Поперечный разрез бесшатунного механизма двигателя ОМ-127РН по штоковой цапфе

чего масла и ухудшения из-за этого их работы, а также позволяет независимо от работы системы смазки регулировать прокачивание охлаждающего масла через поршни подбором проходных сечений жиклеров на выходе из штоков и таким образом обеспечить оптимальное тепловое состояние поршней и поршневых колец.

Накладки ползуну не закрепляют наглухо на штоках, в результате при работе двигателя ползуны самоустанавливаются по направляющим.

Для предотвращения утечки масла через зазоры между накладками и штоками применено контактное уплотнение в виде специальных стаканчиков с пружинами (рис. 61), не стесняющее свободы перемещения накладок на штоке.

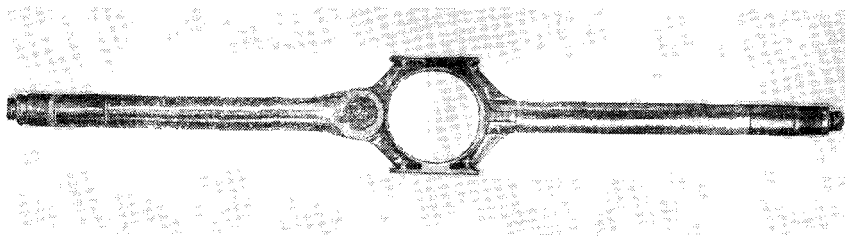


Рис. 62. Главный и прицепной поршневые штоки двигателя ОМ-127РН в собранном виде

Как видно из рис. 61, в двигателе ОМ-127РН поршни двух противоположно расположенных цилиндров связаны между собой посредством главного и прицепного штоков. Применение прицепного штока продиктовано не условиями его работы, как прицепных шатунов в кривошипно-шатунных двигателях, а соображениями облегчения сборки двигателей.

Первоначально на специальном приспособлении собирают коленчатый вал со штоками, центральными опорами и подшипниками, затем собранный узел укладывают в картер. При укладке механизма для прохода штоков в отведенные для них отверстия в картере необходимо уменьшить угол между штоками цилиндров различного направления с 90 до $45-50^\circ$, что обеспечивается поворотом прицепных штоков относительно оси пальцев 4.

При работе двигателей шарнирное соединение прицепных штоков не используется, и оба штока — главный (с ползуном) и прицепной — все время остаются в соосном положении, как показано на рис. 62 (штоки сфотографированы без накладок ползуну).

Подвод охлаждающего масла к поршню прицепного шатуна и отвод масла из поршня осуществляется, как и в главном штоке, через два автономных канала, проходящих через штоковый палец, который имеет строго фиксированную посадку с натягом $0,015-0,025$ мм в прицепном штоке. Зазоры между пальцами

и главными штоками, не имеющими относительного движения при работе двигателей, настолько малы (0—0,020 мм), что через них не происходит утечки масла. В результате обеспечиваются такие же условия охлаждения поршней прицепных штоков, как и для поршней главных штоков.

Кинематическая схема механизма газораспределения двигателя ОМ-127РН с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах показана на рис. 63.

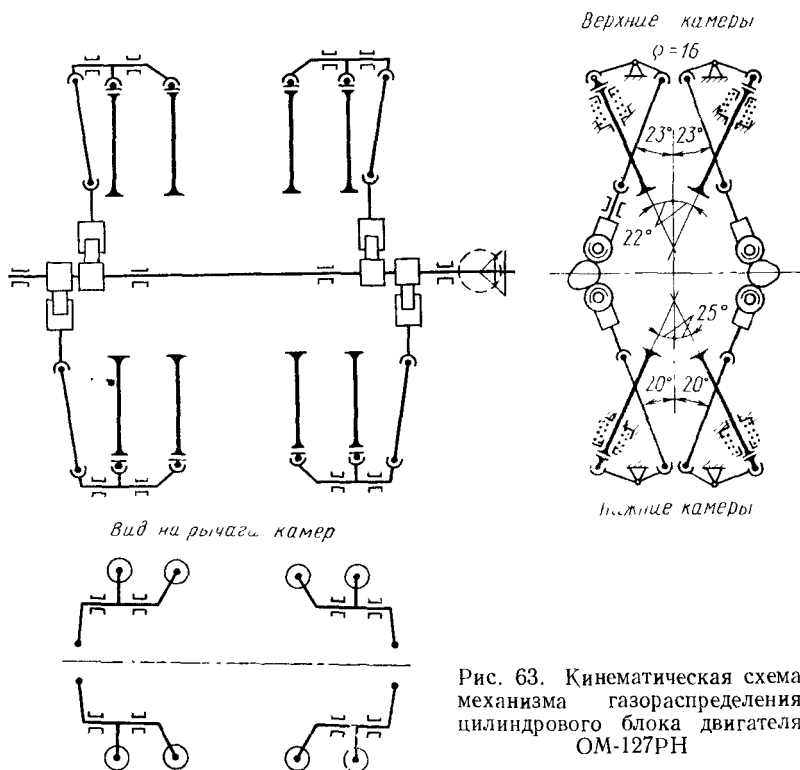


Рис. 63. Кинематическая схема механизма газораспределения цилиндрического блока двигателя ОМ-127РН

Основные данные четырехтактного двигателя ОМ-127РН двойного действия с Х-образным расположением блоков приведены в табл. 9.

При испытаниях двигатель ОМ-127РН развивал на максимальном режиме литровую мощность, равную 146 л. с./л, т. е. более высокую, чем имеют современные кривошипно-шатунные двигатели аналогичного класса.

На рис. 64 дано сравнение литровых мощностей двигателей ОМ-127РН, М-127 и кривошипно-шатунных авиационных двигателей. Механический к. п. д. двигателя ОМ-127РН при испытаниях был равен 0,94.

9. Основные данные двигателя ОМ-127РН

Параметры	Двигатель	
	без импульсных турбин	с импульсными турбинами
Охлаждение:	Жидкостное под давлением	
цилиндров	Масляное под давлением	
поршней	8	
Число цилиндров	155	
Диаметр цилиндров в мм	146	
Ход поршня в мм	22,0	
Литраж двигателя в л	5,5	
Степень сжатия	Бензин Б-100/130	
Топливо	3200	
Максимальная мощность на земле	3200	3500
в л. с.	2650	2650
Число оборотов в минуту	2100	2100
Давление наддува в мм рт. ст.	335—340	
Удельный расход топлива на земле	335—340	308—315
в г/(л. с. ч)	1270	
Мощность на крейсерском режиме	1800	1370
в л. с.	1800	1800
Число оборотов в минуту	1130	1130
Давление наддува в мм рт. ст.	215	
Удельный расход топлива на земле	215	200
в г/(л. с. ч)	Не более 7,5	
Расход масла в г/(л. с. ч)	МС-20	
Масло	Не более 0,4	
Теплоотдача в масло в	2	
ккал/(л. с. мин)	ОПНБ-53	
Число насосов для непосредствен-	ОПНБ-90	
ного впрыска топлива	1,707	
Тип топливных форсунок в камерах	2,487	
цилиндров:	1,374	
верхних	1,480	
нижних	2150	
Габариты двигателя в м:	2030	
высота	1,374	
длина	1,480	
ширина	2150	
Масса двигателя в кг	2030	

Характеристика двигателя на крейсерском режиме без импульсных турбин приведена на рис. 65.

На рис. 66 даны осциллограммы рабочего цикла и процесса впрыска топлива, снятые на крейсерском режиме, которые свидетельствуют об идентичности циклов в верхних и нижних камерах сгорания.

На рис. 67 показаны осциллограммы давлений вспышки в верхней и нижней камерах сгорания, характеризующие стабильность протекания рабочих процессов в обеих камерах, а на рис. 68— осциллограммы вибраций двигателя, снятые при стендовых испытаниях на мягких резиновых подвесках при $n = 1820$ об/мин и давлении наддува $p_k = 1150$ мм рт. ст.

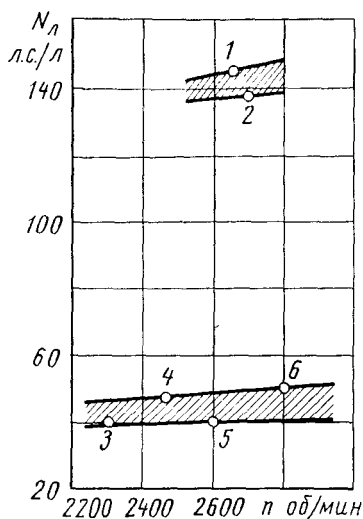


Рис. 64. Литровая мощность двигателя ОМ-127РН и крышопинопшатуных авиационных двигателей:

1 — ОМ-127РН; 2 — М-127; 3 — Лайкоминг ХR-7755; 4 — М-47; 5 — Райт R-3350; 6 — Пратт-Уитни R-4360

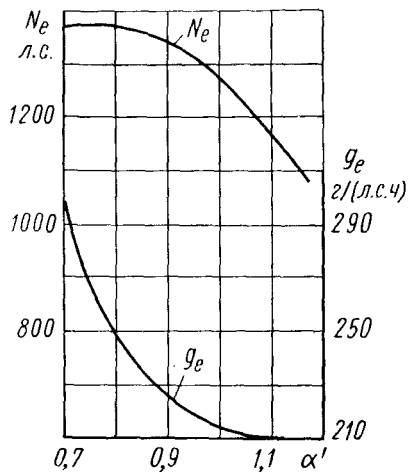


Рис. 65. Изменение эффективной мощности двигателя ОМ-127РН на крайсерском режиме ($n = 1800$ об/мин) в зависимости от состава смеси

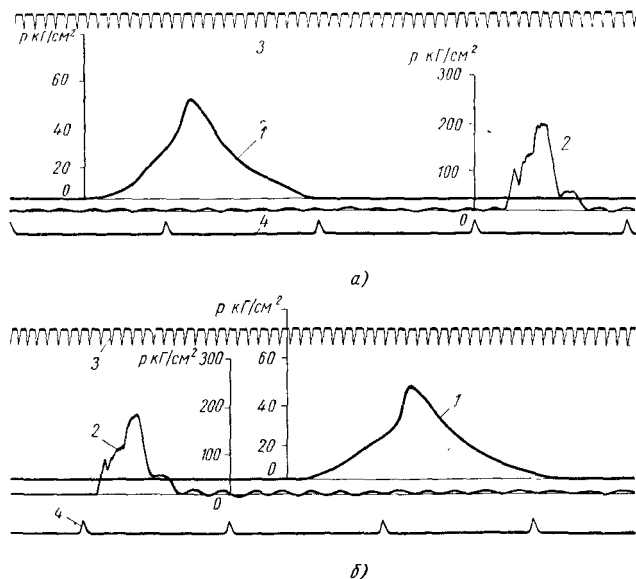


Рис. 66. Осциллограммы рабочего цикла двигателя ОМ-127РН и процесса впрыска топлива на режиме $n = 2000$ об/мин:

а — верхней камеры сгорания; б — нижней камеры сгорания; 1 — давление газов в цилиндре; 2 — давление топлива за топливным насосом; 3 — отметки времени; 4 — отметки крайних положений поршня

В двигателе ОМ-127РН применены две автономно действующие системы подачи топлива и зажигания (отдельно для верхних и

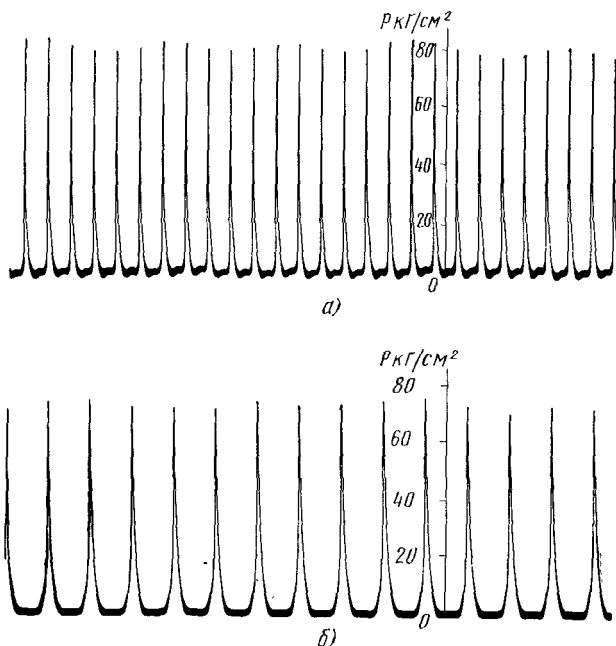


Рис. 67. Осциллограммы протекания давлений вспышки двигателя ОМ-127РН:
а — верхней камеры сгорания; б — нижней камеры сгорания

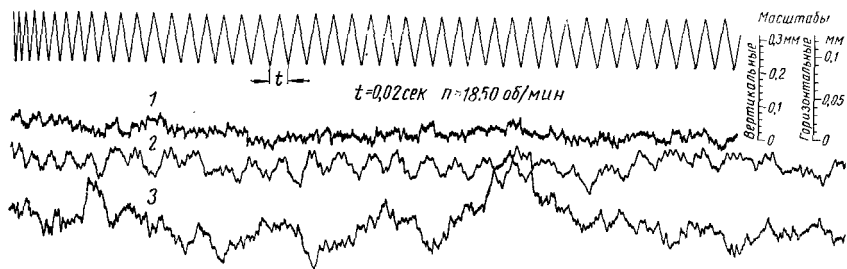


Рис. 68. Осциллограмма вибраций двигателя ОМ-127РН:
1 — в вертикальной плоскости; 2 — поперечные в горизонтальной плоскости; 3 — продольные в горизонтальной плоскости

нижних камер сгорания). Возможна и другая комбинация подключения автономных систем: одной — к двум верхним цилиндрическим блокам, а другой — к двум нижним блокам.

Выключение верхних или нижних камер сгорания (или верхних или нижних цилиндрических блоков) не отражается на уравновешенности бесшатунного механизма и общем уровне вибрации двигателя. При этом все его механизмы и системы (топливные насосы, газораспределение, системы зажигания, смазки и охлаждения) продолжают работать на заданном режиме, но без подачи топлива в выключенные камеры или цилиндры, которые не остывают вследствие продолжающейся циркуляции в их межрубашечном тракте горячей охлаждающей жидкости, нагревающейся от работающих камер или цилиндрических блоков. Поэтому двигатель развивает полную мощность без затраты времени на прогрев выключающихся камер сгорания или цилиндров.

При испытаниях на стенде переход двигателя с полной мощностью на половинную посредством выключения подачи топлива в верхние или нижние камеры цилиндров и обратный переход с половинной мощности на полную занимал 1,5—2 сек.

Способность двигателя быстро изменять мощность в широких пределах представляет большую ценность.

Наличие двойной системы зажигания и подачи топлива значительно увеличивает надежность двигателя и открывает большие возможности повышения экономичности работы двигателей в широком диапазоне эксплуатационных режимов от 0,9 до 0,25 номинальной мощности.

Так, например, двигатель ОМ-127РН может переводиться на режимы малой мощности, как и обычные двигатели, дросселированием с изменением расхода топлива по дроссельной характеристике (что менее экономично) или выключением половины камер сгорания или цилиндров с сохранением максимальной экономичности.

Испытания показали, что при более высокой степени сжатия двигатель ОМ-127РН может работать без детонации; в связи с этим его степень сжатия была увеличена до 7—7,5.

Экономичность поршневых двигателей можно улучшить, осуществляя рабочий цикл с продолженным расширением, суть которого заключается в следующем. Номинальную степень сжатия увеличивают на 2—3 единицы, а чтобы двигатель не детонировал, увеличивают угол запаздывания закрытия впускного клапана. При этом часть заряда выталкивается из цилиндра в начале такта сжатия, в результате чего начало процесса сжатия заряда задерживается, т. е. уменьшается фактическая степень сжатия. Степень же расширения, от которой главным образом зависит экономичность, остается равной номинальной степени сжатия, т. е. большей по сравнению с фактической степенью сжатия.

Чтобы компенсировать уменьшение заряда цилиндра, приходится соответственно увеличивать ход поршня. Но в кривошипношатунных двигателях это приводит к значительному увеличению габаритов, поскольку для этого необходимо увеличивать не только длину кривошипа, но и длину шатуна, чтобы сохранить соотно-

шение $\lambda = \frac{r}{l_{ш}}$, поэтому в этих двигателях такой способ повышения экономичности распространения не получил.

В бесшатунных двигателях такое же увеличение хода поршня вызывает гораздо меньшее возрастание габаритов двигателя. Если вести расчет для двигателя двойного действия, получим следующие результаты.

При увеличении хода поршня на величину ΔS в двигателе с кривошипно-шатунным механизмом, если принять отношение $\lambda = 0,33$, расстояние от оси вала до в. м. т. поршня возрастает на $2\Delta S$ (на $0,5\Delta S$ удлинится кривошип и на $1,5\Delta S$ — шатун).

В бесшатунном двигателе это расстояние увеличится только на ΔS (на $0,5\Delta S$ увеличится картер и на $0,5\Delta S$ нужно удлинить шток, чтобы обеспечить возможность размещения нижней головки).

Учитывая сказанное и то, что исходные поперечные габариты бесшатунных двигателей значительно меньше, чем кривошипно-шатунных, применение цикла удлиненного расширения как средства повышения экономичности при бесшатунной схеме может оказаться целесообразным.

Испытание двигателя ОМ-127РН и применение при этом рабочего процесса с циклом удлиненного расширения показали, что удельный расход топлива по сравнению с работой по обычному четырехтактному циклу снизился на 10—12%.

На рис. 69 приведены характеристики состава смеси нижней камеры сгорания опытного цилиндра при обычном рабочем процессе и степени сжатия $\epsilon_c = 7,02$ и при цикле удлиненного расширения с $\epsilon_c = 7,02$ и $\epsilon_p = 9,16$.

Краткие сведения об элементах бесшатунного двигателя ОМ-127РН и основных размерах и зазорах в кинематических парах. В двигателе ОМ-127РН коленчатый вал и поршневые штолки не имеют разъема (рис. 70).

В бесшатунном механизме коленчатый вал менее нагружен; чем в кривошипно-шатунном механизме, поэтому коленчатый вал двигателя ОМ-127РН мощностью 3200 л. с. весит всего лишь 29,6 кг, а весь комплект поступательно движущихся масс (поршни, штолки с накладками и коленчатый вал) — 126,19 кг.

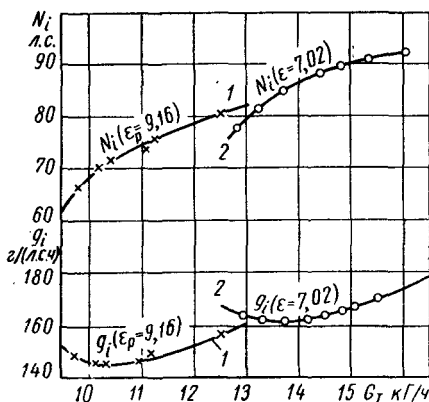


Рис. 69. Изменение индикаторной мощности в зависимости от состава смеси, полученное на цилиндре двигателя М-127:

1 — при цикле с удлиненным расширением; 2 — при обычном цикле

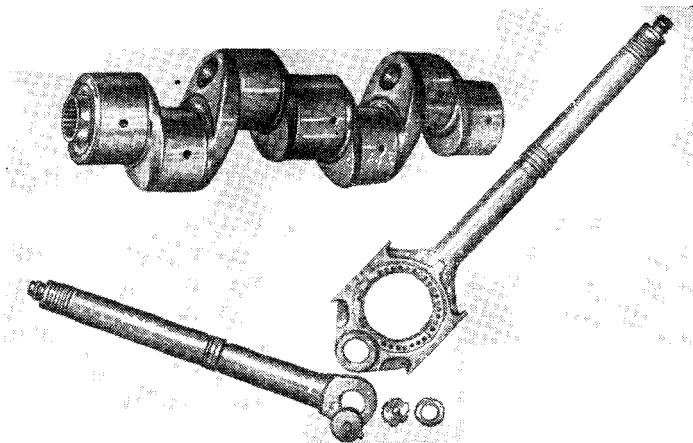


Рис. 70. Коленчатый вал и штоки двигателя OM-127PH после 138 ч работы

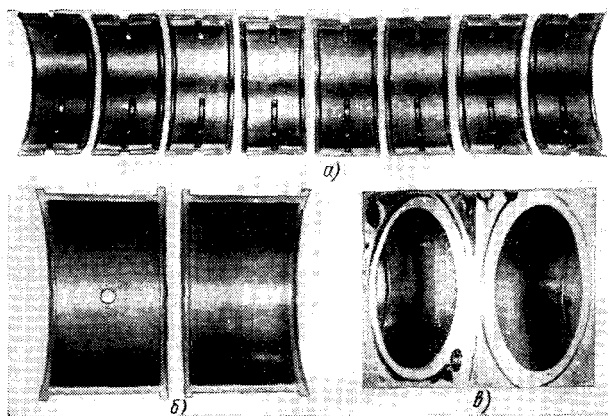


Рис. 71. Штоковые и опорные подшипники коленчатого вала двигателя OM-127PH после 138 ч работы:

а — штоковые подшипники; *б* — вкладыши средней опоры; *в* — подшипники крайних опор

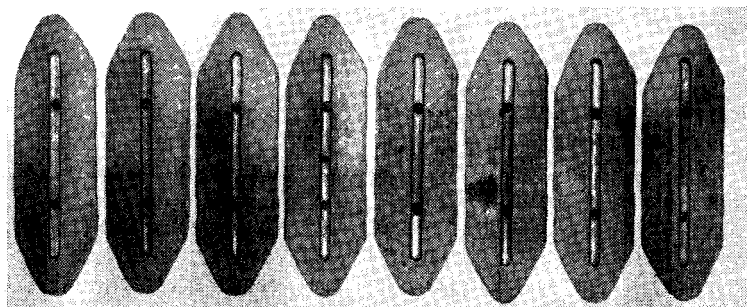


Рис. 72. Накладки ползунов двигателя OM-127PH после 138 ч работы

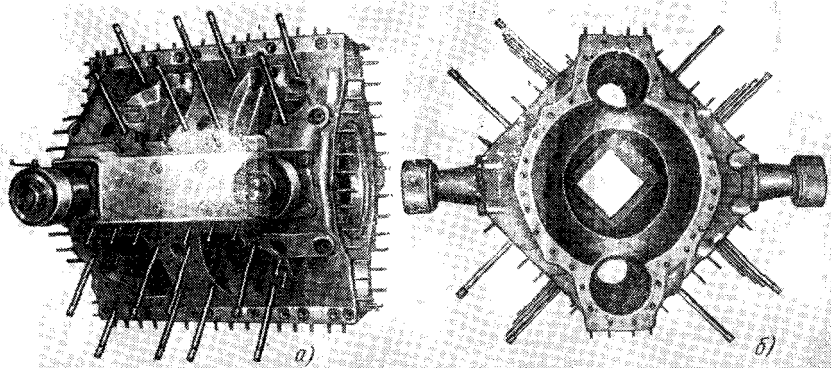


Рис. 73. Картер двигателя OM-127РН:

a — вид сбоку; *б* — вид с торца

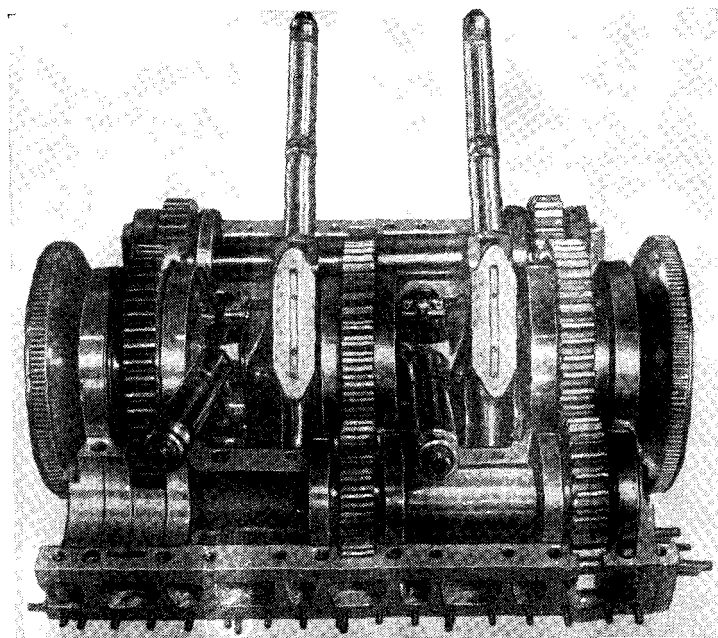


Рис. 74. Бесшатунный механизм в картере двигателя OM-127РН

Штоковые и опорные подшипники коленчатого вала (рис. 71) залиты свинцовистой бронзой; их трущиеся поверхности после алмазной расточки имеют свинцовое покрытие толщиной 5 мкм.

Накладки ползунów (рис. 72) не закреплены на штоках и самo-устанавливаются по направляющим картера. Трущиеся поверх-

ности накладок также залиты свинцовистой бронзой, пришаблены по направляющим картера и имеют свинцовое покрытие толщиной 5 мкм. При испытаниях после 138 ч работы на всех подшипниках и накладках штоковых ползунов сохранилось свинцовое покры-

**10. Удельная масса подвижных деталей бесштанунных двигателей
ОМ-127РН и М-127К и кривошипно-шатунных двигателей
АЧ-42 и АЧ-31**

Элементы механизмов	Удельная масса элементов механизмов двигателей в кг/л. с.			
	ОМ-127РН	М-127К	АЧ-31Б	АЧ-42
Штоки с поршнями	0,024	0,023	—	—
Шатуны с поршнями	—	—	0,078	0,041
Коленчатые валы	0,00926	0,0089	0,059	0,057
Вращающиеся центральные опоры и соединительные валы с шестернями	0,0848	0,0468	—	—
Комплекты поступательно движущихся и вращающихся элементов механизмов	0,118	0,097	0,137	0,098

**11. Номинальные размеры, допуски и зазоры в основных сопряженных деталях
бесштанунного механизма двигателя ОМ-127РН (размеры даны в мм)**

Параметры	Номинальный размер	Допуск	Зазор в сопряженных деталях
Диаметр цилиндров	155,0	+0,040	—
Диаметр поршней:			
у верхнего и нижнего донышек	153,8	±0,02	1,26—1,18
в средней части	154,3	±0,02	0,76—0,68
Размер между направляющими	175,0	+0,040	—
Внешний диаметр по накладкам ползунов	175,0	—0,100 —0,155	0,195—0,100
Диаметр штоковых подшипников в сборе	108,0	+0,021	—
Диаметр штоковых шеек коленчатого вала	108,0	—0,080 —0,125	0,146—0,08
Диаметр концевых и среднего опорных подшипников в минимальном сечении	108,0	+0,021	Трущаяся поверхность подшипников обрабатывается по гиперболе
Диаметр опорных шеек коленчатого вала	108,0	—0,080 —0,125	0,146—0,08

тие. На накладках виден рисунок шабрения, который проявляется на поверхностном слое свинца.

В табл. 10 дано сравнение удельных масс движущихся деталей бесшатунного механизма двигателя ОМ-127РН с удельными массами аналогичных деталей кривошипно-шатунных механизмов серийных двигателей АМ-42 и АЧ-31Б.

Картер двигателя (рис. 73) состоит из двух половин с разъемом в продольной плоскости.

При сборке двигателя бесшатунный механизм первоначально укладывают в одну из половин картера (при этом имеется свободный доступ к окончательно собранному в картере механизму для проверки осевых зазоров, в элементах механизма, зазоров в зацеплении шестерен и правильности сборки, рис. 74). После проведения контроля ставят вторую половину картера и обе половины стягивают призонными болтами.

Размеры основных сопряженных деталей цилиндра-поршневой группы и бесшатунного механизма двигателя ОМ-127РН приведены в табл. 11.

§ 9. ДВАДЦАТИЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЙ БЕСШАТУННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ М-127К МОЩНОСТЬЮ 10 000 л. с.

Двигатель М-127К (рис. 75) представляет собой Х-образный четырехтактный быстроходный поршневой двигатель двойного действия с водяным охлаждением цилиндров.

Двадцать четыре цилиндра с общим рабочим объемом 82 л размещены в четырех блоках, расположенных в двигателе под углом 90° один к другому.

Из рис. 76 видно, что Х-образное расположение цилиндровых блоков с углом 90° позволило вписать импульсные турбины двигателя, работающие на выпускных газах цилиндров, в габариты цилиндровых блоков.

Картер двигателя М-127К, как и в двигателе ОМ-127РН, состоит из двух половин и имеет продольный разъем по вертикальной плоскости.

Непосредственный впрыск топлива в цилиндры осуществляется двенадцатиплунжерными насосами дизельного типа, которые установлены по два в верхней и нижней частях картера между блоками цилиндров.

Надув цилиндров осуществляется турбокомпрессором в качестве первой напорной ступени и двухскоростным приводным центробежным нагнетателем в качестве второй ступени, с промежуточным охлаждением воздуха в воздухо-воздушном радиаторе, установленном между ступенями. Мощность двигателя М-127К до расчетной высоты 12 000 м сохраняется постоянной.

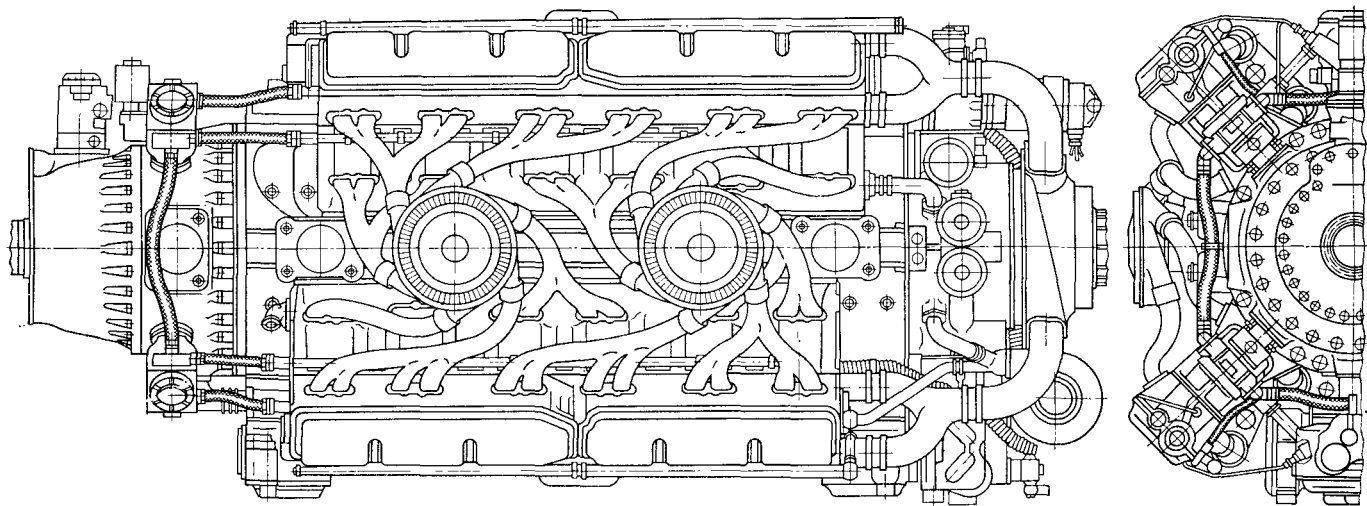


Рис. 75. Бесшатунный четырехтактный двигатель двойного действия М-127К

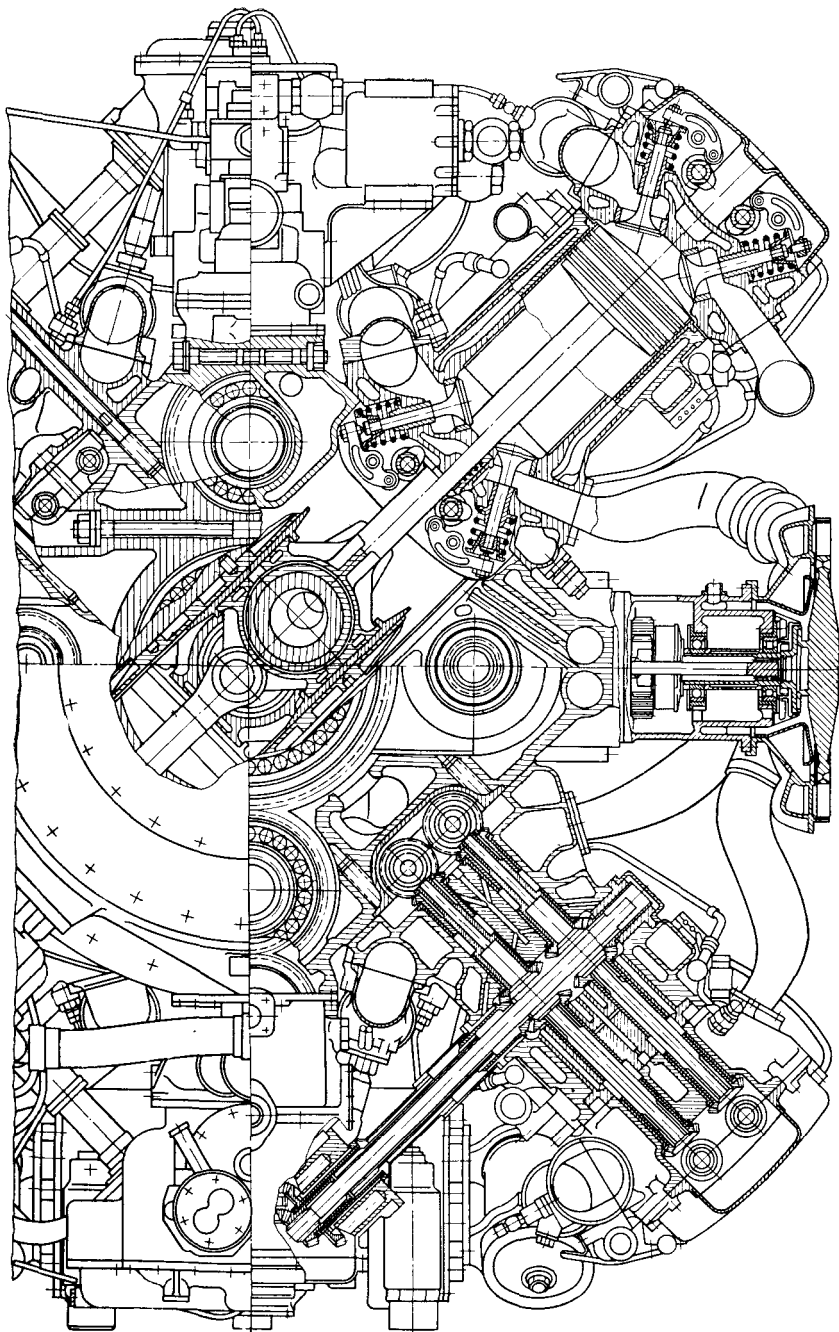


Рис. 76. Поперечный разрез двигателя М-127К

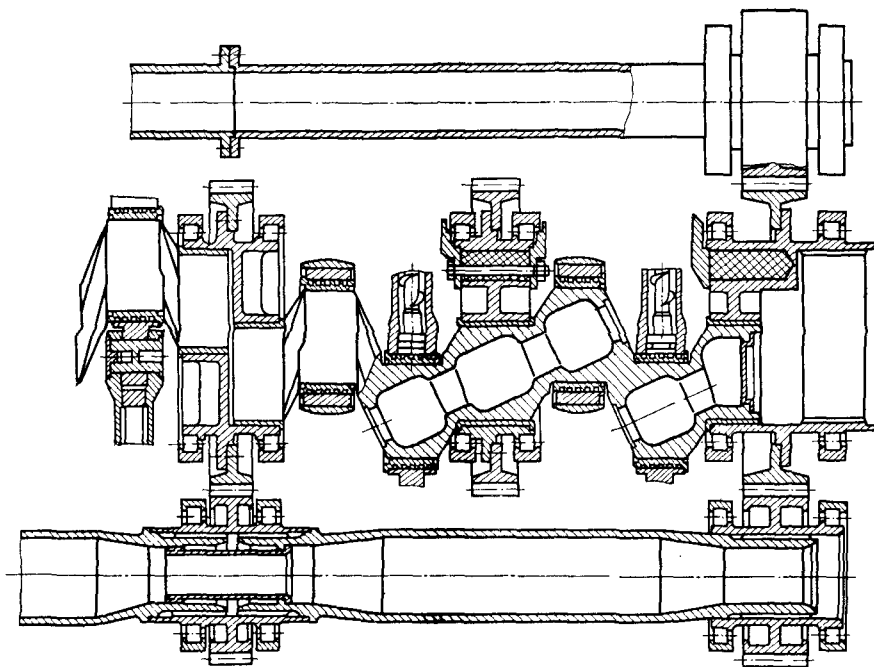


Рис. 77. Продольный разрез бесшатунного механизма двигателя М-127К

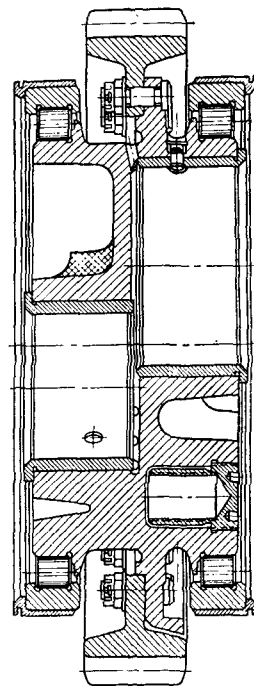


Рис. 78. Стыковая центральная опора бесшатунного механизма двигателя М-127К

Силовой механизм двигателя М-127К (рис. 77) состоит из трех бесшатунных механизмов типа двигателя ОМ-127РН, расположенных последовательно по длине двигателя и смещенных один относительно другого по углу поворота вала на 120° .

В местах стыка коленчатых валов применены общие центральные опоры (рис. 78). Стыкующиеся шейки коленчатых валов смещены в поперечной плоскости на 120° , что обеспечивает взаимное уравновешивание сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс; моменты сил инерции уравновешиваются противоясами, соединенными с коленчатыми валами.

Бесшатунный механизм двигателя М-127К имеет семь центральных опор, выполняющих функции кривошипов, и четыре цилиндрических быстроходных соединительных вала, фиксирующих взаимное положение центральных опор. Соединение этих валов с центральными опорами показано на рис. 89 (см. гл. III).

Расположение соединительных валов в плоскости, перпендикулярной оси двигателя, видно на поперечном разрезе бесшатунного механизма, приведенном на рис. 79.

В двигателе М-127К посредством соединительных валов осуществляется промежуточный отбор мощности от коленчатых валов в семи точках по длине двигателя.

Основные данные четырехтактного двигателя двойного действия блочной конструкции приведены ниже.

Основные данные бесшатунного двигателя М-127К

Расположение блоков	X-образное, под углом 90°
Охлаждение цилиндров	Жидкостное, под давлением
Охлаждение поршней	Масляное, под давлением
Число цилиндров	24
Диаметр цилиндров в мм	160
Ход поршня в мм	170
Рабочий объем цилиндров в л	82,0
Степень сжатия:	
в верхних камерах	6,9
в нижних камерах	7,1
Топливо	Бензин Б-100/130
Расход масла в г/(л. с. ч.)	Не более 7,0
Теплоотдача в масло в ккал/(л. с. мин)	0,4
Теплоотдача в охлаждающую жидкость в ккал/(л. с. мин)	2,8—3,2
Габариты двигателя в м:	
высота	1,55
ширина	1,44
длина	3,435 * (3,600 **)
Масса двигателя в кг	3450

* С редуктором на один винт.

** С редуктором на соосные винты.

Режим взлетной мощности

Взлетная мощность в л. с.	10 000
Число оборотов в минуту	2600
Давление наддува в мм рт. ст.	1570
Удельный расход топлива в г/(л. с. ч)	225

Режим номинальной мощности

Номинальная мощность в л. с. на высоте:	
12 000 м	8000
5 000 »	7800
0 »	7450
Число оборотов в минуту	2300
Давление наддува в мм рт. ст.	1200
Удельный расход топлива в г/(л. с. ч) на высоте:	
12 000 м	188
5 000 »	197
0 »	205

Режим мощности, равной 0,75 номинальной

Мощность, равная 0,75 номинальной, на высоте:	
12 000 м	6000
5 000 »	5850
0 »	5600
Число оборотов в минуту	1900
Давление наддува в мм рт. ст.	1090
Удельный расход топлива в г/(л. с. ч) на высоте:	
12 000 м	148
5 000 »	155
0 »	162

Режим мощности, равной 0,6 номинальной

Мощность, равная 0,6 номинальной, на высоте:	
12 000 м	4800
5 000 »	4680
0 »	4460
Число оборотов в минуту	1700
Давление наддува в мм рт. ст.	960
Удельный расход топлива в г/(л. с. ч) на высоте:	
12 000 м	146
5 000 »	154
0 »	162

Расчетные внешние характеристики на различных режимах работы двигателя М-127К без применения цикла удлиненного расширения приведены на рис. 80.

На основе опыта создания и доводки элементов двигателей ОМ-127РН и М-127К был разработан проект двигателя с дисковым газораспределением, обладающего меньшими габаритами по сравнению с основным двигателем М-127К при равной с ним мощности.

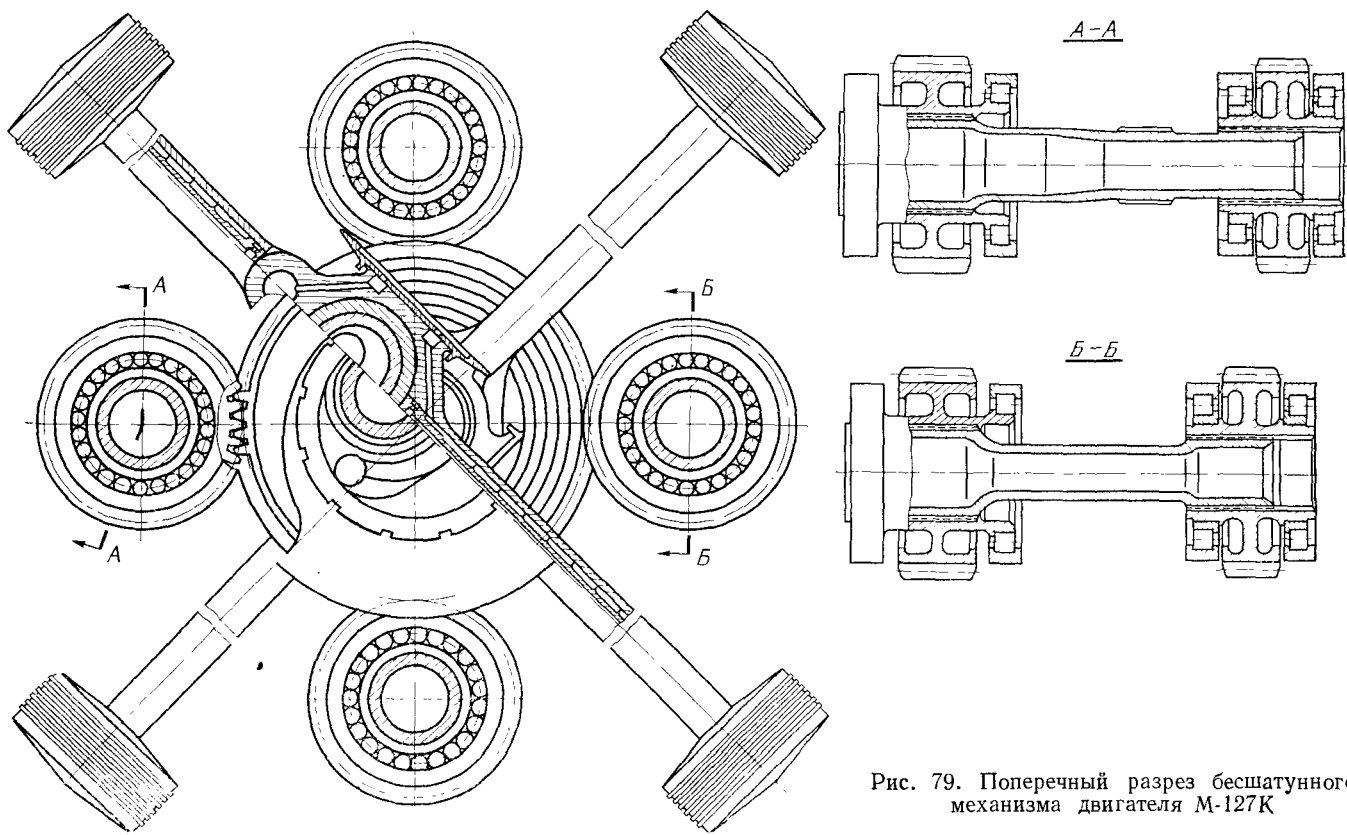


Рис. 79. Поперечный разрез бесшатунного механизма двигателя М-127К

На рис. 81 показан поперечный разрез двигателя М-127К с дисковым газораспределением.

В создававшихся бесшатунных бензиновых двигателях М-127К и ОМ-127РН давление подачи топлива и максимальное давление цикла при работе на расчетных номинальных режимах были примерно равны соответствующим давлениям в современных дизелях, а при испытаниях двигателя ОМ-127РН на форсированных режимах эти давления были даже выше. Поэтому после обработки кон-

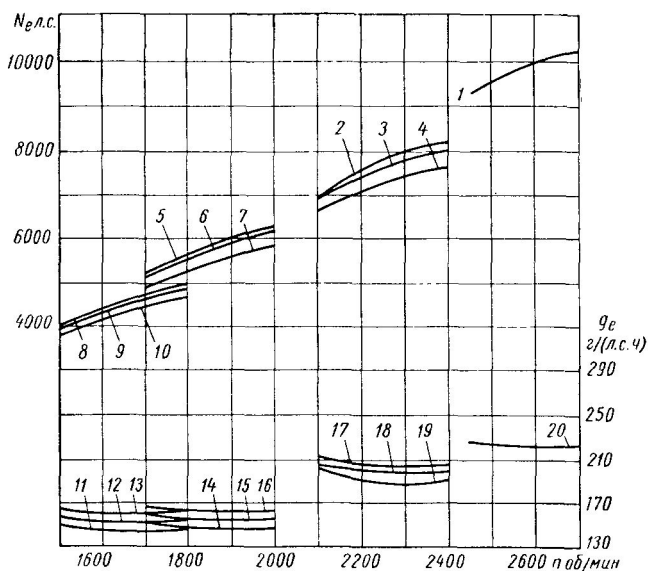


Рис. 80. Расчетные внешние характеристики бесшатунного двигателя М-127К на различных режимах работы:

1 — на взлетном; 2, 3 и 4 — на номинальном соответственно при $N = 12\ 000$, $N = 5000$ и $N = 0$ м; 5, 6 и 7 — на эксплуатационном соответственно при $N = 12\ 000$, $N = 5000$ и $N = 0$ м; 8, 9 и 10 — на крейсерском соответственно при $N = 12\ 000$, $N = 5000$ и $N = 0$ м; 11, 12 и 13 — на эксплуатационном соответственно при $N = 12\ 000$, $N = 5000$ и $N = 0$ м; 14, 15 и 16 — на номинальном соответственно при $N = 0$, $N = 5000$ и $N = 12\ 000$ м; 17, 18 и 19 — на номинальном соответственно при $N = 0$, $N = 5000$ и $N = 12\ 000$ м; 20 — на взлетном режиме

струкции всех элементов системы подачи топлива и рабочего процесса при высоком максимальном давлении цикла $150\ \text{кг/см}^2$ появилась возможность разработки на базе двигателей ОМ-127РН и М-127К дизелей различного назначения.

Используя схему и бесшатунный силовой механизм двигателя М-127К, была проработана компоновка двухтактного бесшатунного дизеля двойного действия (рис. 82) мощностью $14\ 000\ \text{л. с.}$ Кроме того, были созданы и отработывались на одноцилиндровой установке дизельные цилиндры.

На рис. 83 показаны испытывавшиеся цилиндры с дизельным двусторонним рабочим процессом, имеющие такие же размеры,

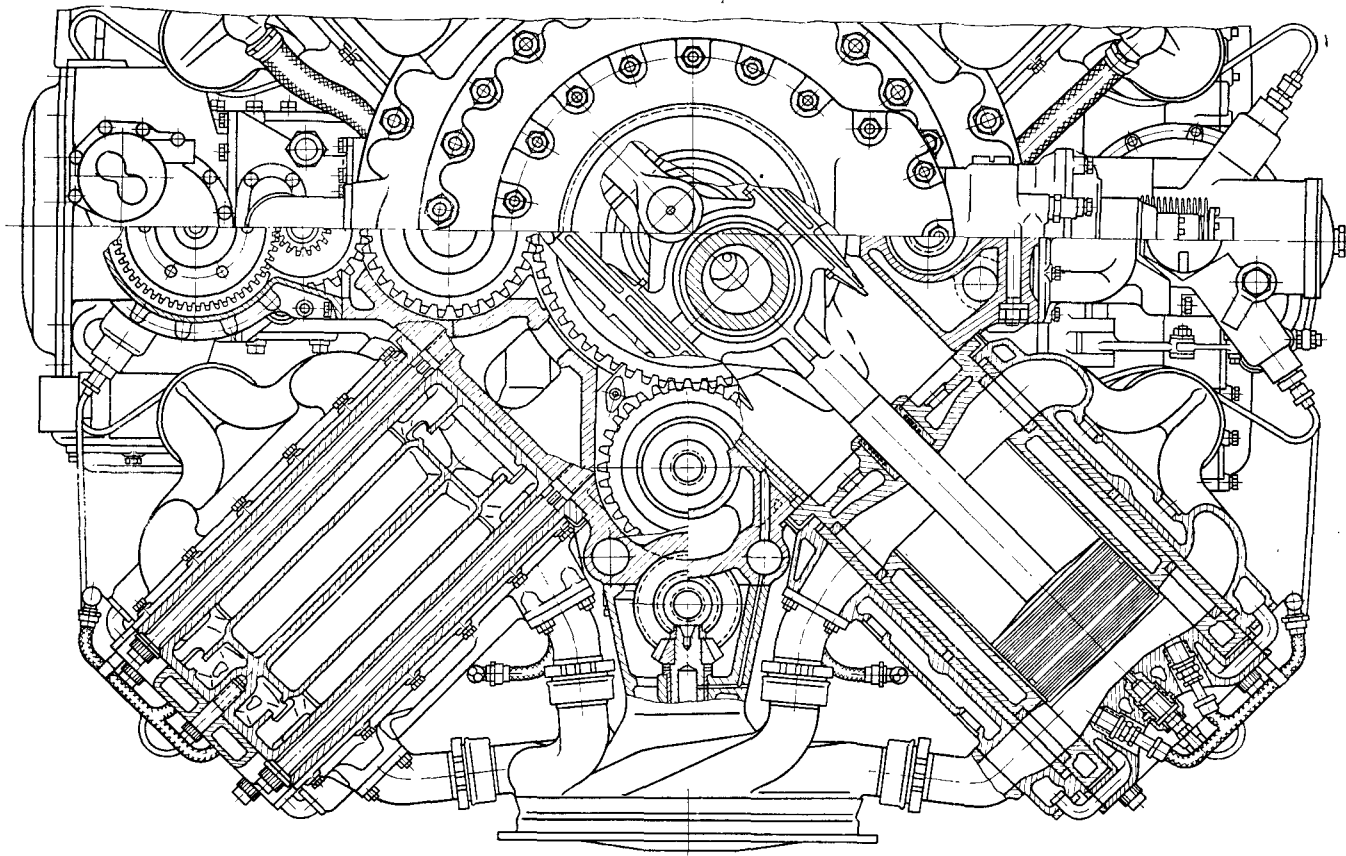


Рис. 81. Поперечный разрез двигателя М-127К с дисковым газораспределением

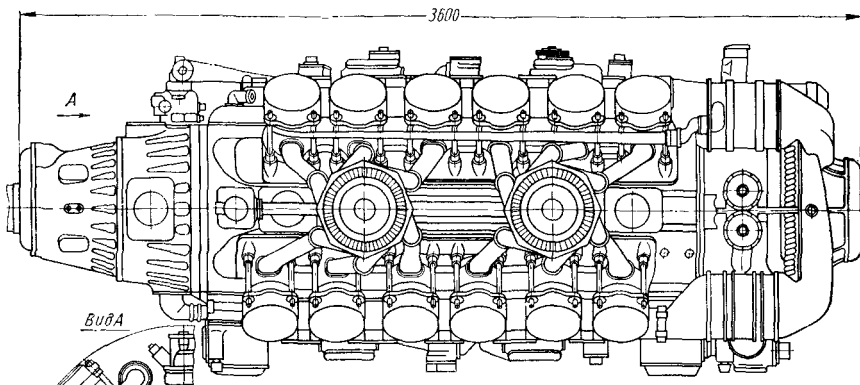


Рис. 82. Бесшатунный дизель двойного действия с двухтактным циклом ($N_e = 14\ 000$ л. с.)

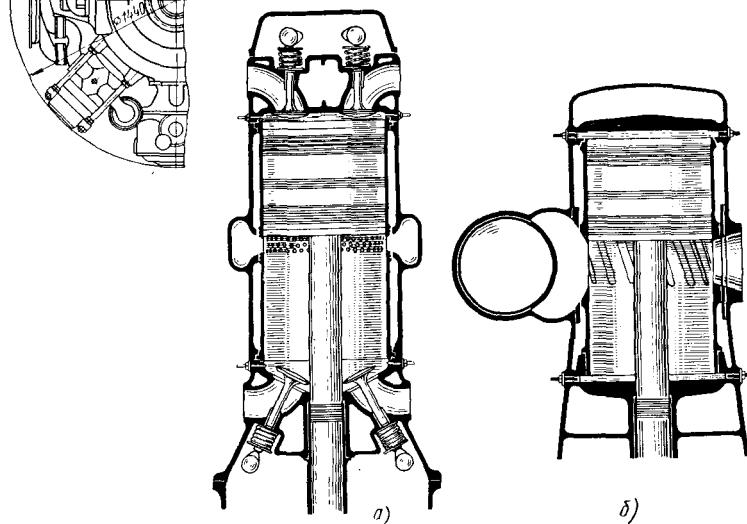


Рис. 83. Цилиндры двигателей с дизельным двухсторонним рабочим процессом:
 а — с прямоточной продувкой; б — с петлевой продувкой

что и цилиндры бензинового бесшатунного двигателя М-127К. Литровая мощность цилиндров с прямоточной продувкой при испытаниях была равна 112,5 л. с./л, а с петлевой продувкой — 109 л. с./л.

Глава III

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 10. УРАВНЕНИЯ КИНЕМАТИКИ

Основными звеньями механизма являются: штоки с ползунами и поршнями, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль осей соответствующих цилиндров; промежуточное звено ACB , соединенное посредством подшипников в точ-

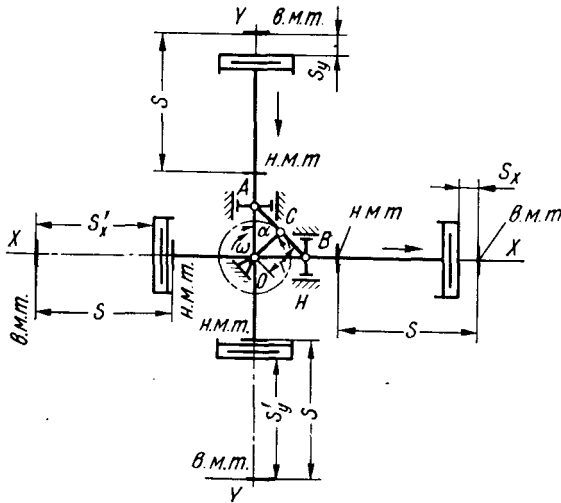


Рис.84. Кинематическая схема бесшатунного механизма

ках A и B со штоками и в точке C с кривошипом OC , и кривошип OC , вращающийся относительно центра O с угловой скоростью ω (рис. 84).

Координацию перемещения всех звеньев механизма ведут по углу α поворота кривошипа OC . Угол α отсчитывают в направлении вращения кривошипа OC от начального положения, при котором его ось совмещается с осью $Y—Y$ и поршни первого блока цилиндров находятся в верхней мертвой точке (в. м. т.).

Угловая скорость ω вращения звена OC принимается постоянной, а угол γ между блоками цилиндров — равным 90° .

Основные обозначения

- r — радиус кривошипа OC и длина звена ACB и его элементов AC и BC в m ;
 α — угол поворота кривошипа от его начального положения в $град$ и $рад$;
 n — число оборотов кривошипа в минуту;
 ω — угловая скорость вращения кривошипа в $сек^{-1}$;
 t — время поворота кривошипа от его начального положения до рассматриваемого в $сек$;
 S_y — перемещение поршней от в. м. т. в первом блоке цилиндров в m ;
 S_y' — перемещение поршней от в. м. т. в третьем блоке цилиндров в m ;
 S_x — перемещение поршней от в. м. т. во втором блоке цилиндров в m ;
 S_x' — перемещение поршней от в. м. т. в четвертом блоке цилиндров в m ;
 v_y — скорость движения поршней в первом и третьем цилиндрах в $m/сек$;
 v_x — скорость движения поршней во втором и четвертом цилиндрах в $m/сек$;
 j_y — ускорение поршней в первом и третьем цилиндрах в $m/сек^2$;
 j_x — ускорение поршней во втором и четвертом цилиндрах в $m/сек^2$;
 S — $4r$ — ход поршней от в. м. т. до н. м. т. ;
 S_i, v_i, j_i — перемещение, скорость и ускорение i -го поршня.

Перемещение поршней $S_i = f(\alpha)$. Перемещения поршней, отсчитываемые от их в. м. т. (см. рис. 84), описываются уравнениями:

$$\begin{aligned} S_y &= 2r - y_A; & S_y' &= S - S_y; \\ S_x &= 2r - x_B; & S_x' &= S - S_x, \end{aligned}$$

где y_A и x_B — координаты точек A и B , отсчитываемые по осям $Y-Y$ и $X-X$ от точки O .

С учетом равенств (3) и (4) получим

$$S_y = 2r(1 - \cos \alpha); \quad S_y' = 2r(1 + \cos \alpha); \quad (9)$$

$$S_x = 2r(1 - \sin \alpha); \quad S_x' = 2r(1 + \sin \alpha). \quad (10)$$

На рис. 85 приведены кривые перемещения поршней в зависимости от угла поворота кривошипа, выраженные безразмерной величиной \bar{S}_i , равной отношению пройденного поршнем от в. м. т. пути $S_i = f(\alpha)$ к полному ходу поршня $S = 4r$, т. е. $\bar{S}_i = S_i/4r$.

Скорости движения поступательно движущихся масс механизма $v_i = f(\alpha)$. При $\omega = \text{const}$ выражение для определения скоростей поступательно движущихся масс получается дифференцированием уравнений (9) и (10) по времени t :

$$v_y = \frac{dS_y}{dt} = \frac{dS_y}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = 2r\omega \sin \alpha; \quad (11)$$

$$v_x = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = -2r\omega \cos \alpha. \quad (12)$$

Поршни обоих вертикальных цилиндров, так же, как и обоих горизонтальных, движутся как одно целое, поэтому абсолютные значения их скоростей и ускорений равны между собой, но в принятой системе отсчета перемещений каждого поршня от его в. м. т. имеют противоположные знаки: $v'_y = -v_y$; $j'_y = -j_y$; $v'_x = -v_x$; $j'_x = -j_x$.

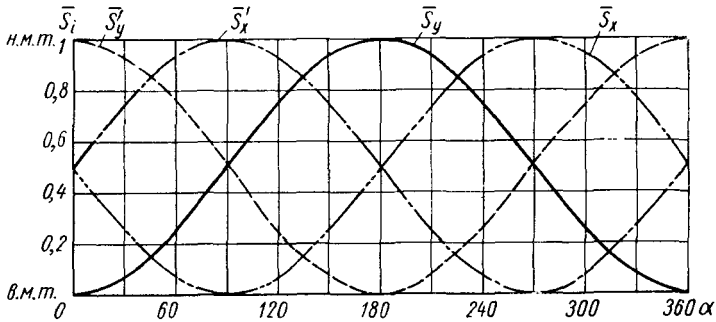


Рис. 85. Зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа

На рис. 86, а приведены кривые изменения скорости перемещения поступательно движущихся масс в зависимости от угла поворота кривошипа, выраженные безразмерной величиной \bar{v}_i , равной отношению скорости $v_i = f(\alpha)$ к ее максимальной величине $v_{i \max} = 2r\omega$.

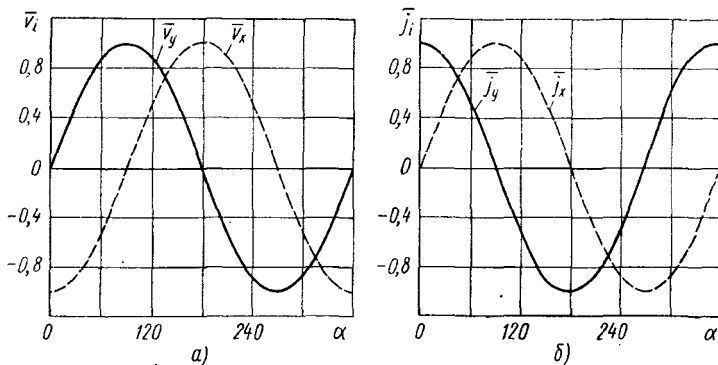


Рис. 86. Зависимости скорости и ускорения поршня от угла поворота кривошипа:

а — скорости; б — ускорения

Средняя скорость поступательно движущихся масс

$$v_{\text{ср}} = \frac{Sn}{30} = 4r\omega \text{ л}^{-1}.$$

Ускорения поступательно движущихся масс механизма $j_i = f(\alpha)$. Выражение для определения ускорений поступательно

движущихся масс получается дифференцированием уравнений (11) и (12) по времени t :

$$j_y = \frac{dv_y}{dt} = \frac{dv_y}{d\alpha} \omega = 2r\omega^2 \cos \alpha;$$

$$j_x = \frac{dv_x}{dt} = \frac{dv_x}{d\alpha} \omega = 2r\omega^2 \sin \alpha.$$

На рис. 86, б приведены кривые изменения ускорений поступательно движущихся масс в зависимости от угла поворота кривошипа, выраженные безразмерной величиной \bar{j}_i , равной отношению ускорения $j_i = f(\alpha)$ к его максимальной величине $j_{i \max} = 2r\omega^2$.

§ 11. КИНЕМАТИКА БЕСШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ВОСЬМИЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ОМ-127РН

Кинематическая схема бесшатунного механизма двигателя ОМ-127РН представлена на рис. 87.

У этого двигателя третья и четвертая штоковые шейки расположены точно так же, как первая и вторая, поэтому перемещения,

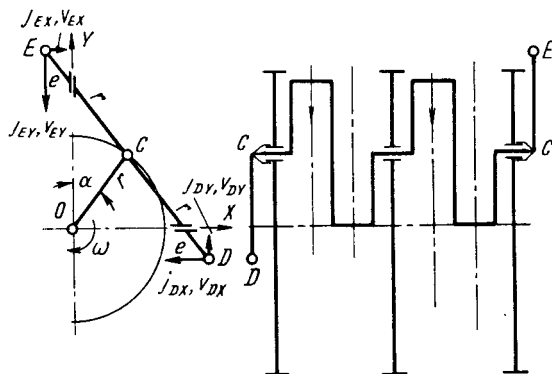


Рис. 87. Кинематическая схема бесшатунного механизма восьмицилиндрового двигателя ОМ-127РН

скорости и ускорения поршней пятого—восьмого цилиндров одинаковы с теми же величинами поршней первого—четвертого цилиндров.

Противовесы D и E связаны с коленчатым валом в точках C посредством рессор.

Рассмотрим движение центров масс (ц. м.) противовесов как точек, удаленных от оси коленчатого вала на расстояние $d = r + e$.

В гл. I было установлено, что траекторией такой точки является эллипс с полуосями $r + d$ и $r - d$. В данном случае ц. м. проти-

вовеса D будет описывать эллипс, большая ось которого направлена по оси $X-X$, а' ц. м. противовеса E — по оси $Y-Y$.

В системе координат YOX , где OY и OX направлены по осям первого и второго цилиндров, координаты ц. м. противовеса E :

$$y_E = (r + d) \cos \alpha = (2r + e) \cos \alpha;$$

$$x_E = (r - d) \sin \alpha = -e \sin \alpha.$$

Отрицательная координата x_E показывает, что радиус-вектор перемещения вращается в сторону, противоположную вращению кривошипа OC .

Координаты ц. м. противовеса D :

$$y_D = (r - d) \cos \alpha = -e \cos \alpha;$$

$$x_D = (r + d) \sin \alpha = (2r + e) \sin \alpha.$$

Дифференцированием этих выражений по времени получим выражения для определения проекций скоростей и ускорений ц. м. противовесов на координатные оси.

Для противовеса E :

$$v_{Ey} = - (2r + e) \omega \sin \alpha;$$

$$v_{Ex} = -e\omega \cos \alpha;$$

$$j_{Ey} = - (2r + e) \omega^2 \cos \alpha;$$

$$j_{Ex} = e\omega^2 \sin \alpha.$$

Для противовеса D :

$$v_{Dy} = e\omega \sin \alpha;$$

$$v_{Dx} = (2r + e) \omega \cos \alpha;$$

$$j_{Dy} = e\omega^2 \cos \alpha;$$

$$j_{Dx} = -(2r + e) \omega^2 \sin \alpha.$$

Из полученных выражений следует, что годографы скоростей и ускорений каждого противовеса представляют собой эллипсы, вытянутые вдоль тех же осей, что и эллипсы перемещений.

Абсолютные величины скоростей и ускорений ц. м. противовесов получаются из уравнений:

$$v = \sqrt{v_y^2 + v_x^2}; \quad (13)$$

$$j = \sqrt{j_y^2 + j_x^2}. \quad (14)$$

Для исследования динамики бесшатунного механизма удобно представить движение коленчатого вала и связанных с ним противовесов как сумму двух равномерных вращательных движений: переносного поступательного вместе с точкой C и относительного вокруг точки C .

Угловая скорость вращения кривошипа OC постоянна, следовательно, постоянны линейные скорость и ускорение точки C . Ее скорость $\omega = r\omega$ направлена перпендикулярно радиусу OC , а ускорение $j_0 = r\omega^2$ — вдоль радиуса OC к точке O . Такие же скорость и ускорение имеет любая точка коленчатого вала и связанные с ним противовесы в переносном движении.

Угловая скорость вращения коленчатого вала вокруг точки C тоже постоянна: $\omega_c = -\omega$. Поэтому и в относительном движении

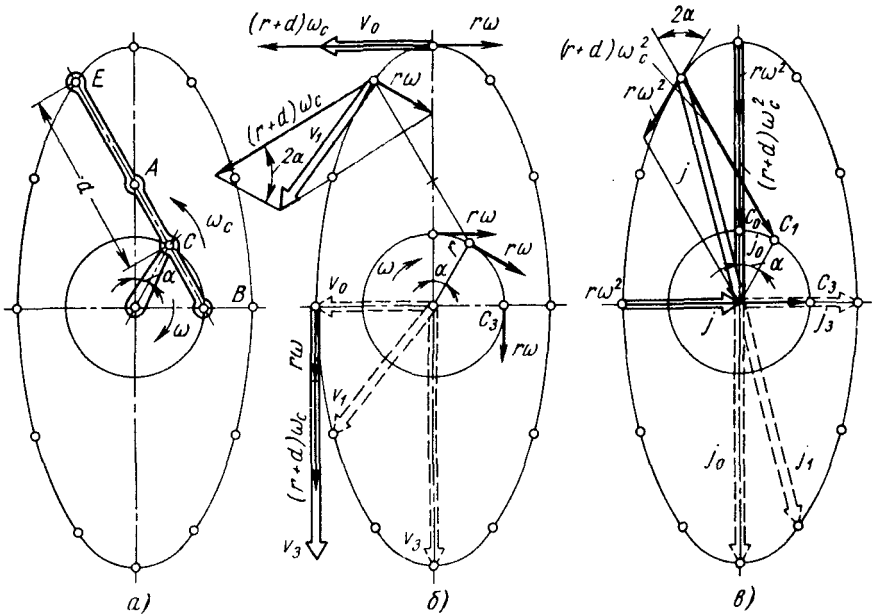


Рис. 88. Траектория движения и годографы скорости и ускорения центра массы противовеса:

a — траектория; b — годограф скорости; c — годограф ускорения

линейные скорости и ускорения любой точки коленчатого вала постоянны. Скорость ц. м. противовеса E равна $u_E = (r + e) \omega$ и направлена перпендикулярно радиусу CE (рис. 88); ускорение равно $j_{EC} = (r + e) \omega^2$ и направлено вдоль этого радиуса к точке C .

Абсолютные скорость и ускорение ц. м. противовеса E получаются геометрическим сложением переносных и относительных скоростей и ускорений:

$$\bar{v} = \bar{\omega} + \bar{u}_E = \omega \sqrt{r^2 + (r + e)^2 - 2r(r + e) \cos 2\alpha};$$

$$\bar{j} = \bar{j}_0 + \bar{j}_{EC} = \omega^2 \sqrt{r^2 + (r + e)^2 + 2r(r + e) \cos 2\alpha}.$$

Полученные выражения идентичны выражениям (13) и (14).

§ 12. КИНЕМАТИКА БЕСШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВАДЦАТИЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ М-127К

Силовой механизм двадцатичетырехцилиндрового двигателя М-127К состоит из трех последовательно соединенных бесшатунных механизмов восьмицилиндрового двигателя ОМ-127РН.

Развиваемая двигателем мощность отбирается от семи центральных опор четырьмя высокооборотными цилиндрическими валами 1', 2', 3', 4' (рис. 89).

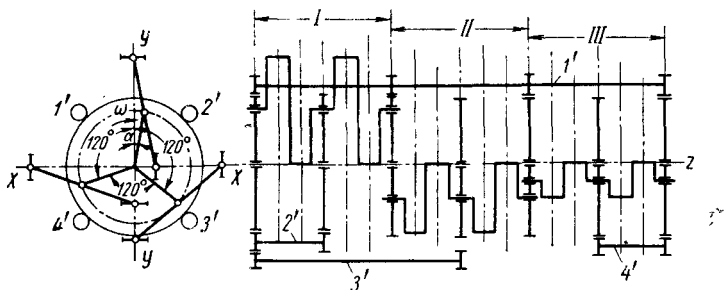


Рис. 89. Кинематическая схема бесшатунного механизма двадцатичетырехцилиндрового двигателя М-127К

Перемещения поршней отсеков (I—III), отсчитываемые от соответствующих в. м. т.:

$$S_{yI} = 2r (1 - \cos \alpha);$$

$$S_{xI} = 2r (1 - \sin \alpha);$$

$$S_{yII} = 2r [1 - \cos (\alpha + 120^\circ)] = 2r [1 + \sin (\alpha + 30^\circ)];$$

$$S_{xII} = 2r [1 - \sin (\alpha + 120^\circ)] = 2r [1 - \cos (\alpha + 30^\circ)];$$

$$S_{yIII} = 2r [1 - \cos (\alpha + 240^\circ)] = 2r [1 + \cos (\alpha + 60^\circ)];$$

$$S_{xIII} = 2r [1 - \sin (\alpha + 240^\circ)] = 2r [1 + \sin (\alpha + 60^\circ)],$$

где $S_{yI} - S_{yIII}$ — перемещения поршней от в. м. т. в вертикальных цилиндрах первого—третьего отсеков двигателя;

$S_{xI} - S_{xIII}$ — перемещения поршней от в. м. т. в горизонтальных цилиндрах первого—третьего отсеков двигателя.

Скорости движения поршней первого—третьего отсеков:

$$v_{yI} = \frac{dS_{yI}}{dt} = 2r\omega \sin \alpha;$$

$$v_{xI} = \frac{dS_{xI}}{dt} = -2r\omega \cos \alpha;$$

$$v_{yII} = \frac{dS_{yII}}{dt} = 2r\omega \cos (\alpha + 30^\circ);$$

$$v_{xII} = \frac{dS_{xII}}{dt} = 2r\omega \sin(\alpha + 30^\circ);$$

$$v_{yIII} = \frac{dS_{yIII}}{dt} = -2r\omega \sin(\alpha + 60^\circ);$$

$$v_{xIII} = \frac{dS_{xIII}}{dt} = 2r\omega \cos(\alpha + 60^\circ).$$

Ускорения поршней первого—третьего отсеков:

$$j_{yI} = \frac{dv_{yI}}{dt} = 2r\omega^2 \cos \alpha;$$

$$j_{xI} = \frac{dv_{xI}}{dt} = 2r\omega^2 \sin \alpha;$$

$$j_{yII} = \frac{dv_{yII}}{dt} = -2r\omega^2 \sin(\alpha + 30^\circ);$$

$$j_{xII} = \frac{dv_{xII}}{dt} = 2r\omega^2 \cos(\alpha + 30^\circ);$$

$$j_{yIII} = \frac{dv_{yIII}}{dt} = -2r\omega^2 \cos(\alpha + 60^\circ);$$

$$j_{xIII} = \frac{dv_{xIII}}{dt} = -2r\omega^2 \sin(\alpha + 60^\circ).$$

§ 13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ И РЕАКЦИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В МЕХАНИЗМЕ

Определение нагрузок на кинематические пары бесшатунного механизма, возникающих в результате действия на механизм сил газов, сил инерции и их моментов, является наиболее сложной задачей в расчете бесшатунных двигателей.

Чтобы найти величины и направления результирующих сил, нагружающих кинематические пары бесшатунного механизма, необходимо знать не только величины сил газов P_g и сил инерции P_u движущихся масс механизма, но также величины и направления реакций направляющих на опорные поверхности ползунов $X_i = f(\alpha)$.

Результирующие силы, нагружающие штоковые подшипники и штоковые шейки коленчатых валов в бесшатунных двигателях,

$$P_{рез} = \sqrt{(P_g \pm P_u)^2 + X_i^2}.$$

В отличие от кривошипно-шатунных двигателей, в которых боковая сила N , прижимающая поршень к цилиндру, определяется из выражения $N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta$ (где $\bar{P}_\Sigma = \bar{P}_g + \bar{P}_u$, а β — угол поворота шатуна от оси цилиндра), в бесшатунных двигателях суммарная сила P_Σ , действующая по оси цилиндра, воспринимается одновременно двумя ползунами (в точке A и в точке B),

и определение реакций направляющих X_i представляет основную сложность.

Поперечное сечение штоков выбирается из условия, чтобы суммарное давление газов на поршни составляло только часть критической силы при их продольном изгибе, так что оси штоков всегда остаются прямолинейными. Поэтому можно считать, что сила P_Σ приложена непосредственно к штоковой шейке коленчатого вала.

Схема сил, действующих на коленчатый вал бесшатунного механизма, приведена на рис. 90.

Четырехколенный вал бесшатунного двигателя может быть выполнен с двумя или тремя опорными шейками. При двухопорном вале конструкция двигателя проще и компактнее, но при этом увеличиваются нагрузки на подшипники и элементы коленчатого вала. Трехопорный вал более надежен в эксплуатации, но он усложняет компоновку двигателя.

На приведенной расчетной схеме суммарные силы, действующие на штоковые шейки по осям цилиндров, обозначены через $P_1—P_4$ (в общем виде P_i), а перпендикулярные к осям цилиндров реакции направляющих $X_1—X_4$ (в общем виде X_i).

Силы $P_i = P_{gi} + P_{ui}$, создаваемые давлением газов и инерцией поступательно движущихся масс, определяют обычным порядком с использованием индикаторной диаграммы и с учетом кинематики механизма.

При определении реакций X_i коленчатый вал может рассматриваться как:

- 1) разрезной и абсолютно жесткий, лежащий на трех опорах; метод расчета в этом случае прост, но дает менее точные результаты;
- 2) разрезной и упругий;
- 3) неразрезная балка с ломаной осью и с различной упругостью на отдельных участках. В этом случае получаются более близкие к действительности расчетные значения реакций.

Для трехопорного коленчатого вала реакции X_i можно находить, используя любое из трех условий, а для двухопорного — только третье условие.

Если при определении X_i принимается третье условие, то, как при всякой статически неопределимой системе, точность, с которой находятся лишние неизвестные, зависит, во-первых, от правильной оценки упругих свойств (податливости) отдельных звеньев системы и, во-вторых, от величины искажений, которые

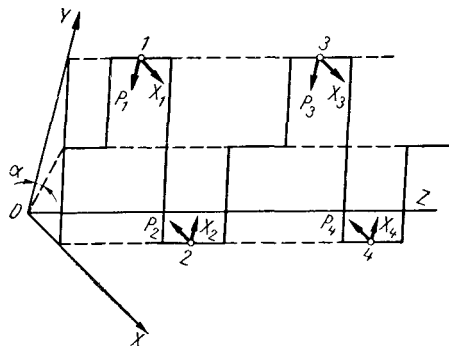


Рис. 90. Схема сил, действующих на коленчатый вал бесшатунного механизма:

1—4 — номера штоковых шеек

вносят зазоры в кинематических парах, не учитываемые уравнениями деформации. Поэтому для получения достаточной точности расчетов необходимо знать действительные упругие свойства коленчатых валов, которые в системе бесшатунного механизма имеют наибольшую упругую податливость.

Остальные звенья бесшатунного механизма (поршневые штоки, направляющие, кривошипы, применяемые в двигателях типа МБ, или центральные вращающиеся опоры в двигателях ОМ-127РН и М-127), как правило, имеют малую упругую податливость, и при расчетах их можно принимать абсолютно жесткими.

Аналитически упругие деформации коленчатых валов вычисляются недостаточно точно, а поэтому при расчете динамики бесшатунного механизма жесткости отдельных частей коленчатых валов следует определять экспериментально.

Значительно сложнее при расчете X_i оценить влияние зазоров в кинематических парах. Очевидно, что чем меньше зазоры по сравнению с деформациями, тем их влияние будет меньшим.

Однако и при больших зазорах вносимые зазорами искажения будут невелики благодаря тому, что в подшипниках всегда есть масляная пленка; поэтому при любой незначительной деформации коленчатого вала, даже в пределах зазора, реакция будет возрастать из-за изменения эксцентриситета шейки в подшипнике и соответствующего изменения гидродинамического давления в масляном слое.

Исходными данными для определения усилий, действующих в подшипниках механизма, являются, как и в кривошипно-шатунных двигателях, силы давления газа и силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс механизма.

§ 14. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Силы давления газа определяют из индикаторной диаграммы, построенной по данным теплового расчета или снятой с работающего двигателя.

Силу давления газов на поршень в верхней камере сгорания определяют по формуле

$$P_{гв} = \frac{\pi}{4} D^2 p_{гв},$$

где D — диаметр цилиндра в см;
 $p_{гв}$ — давление газов в кг/см².

Для нижней камеры сгорания при двустороннем рабочем процессе в цилиндрах

$$P_{гн} = \frac{\pi}{4} p_{гн} (D^2 - d^2),$$

где d — диаметр штока.

§ 15. СИЛЫ ИНЕРЦИИ И ИХ МОМЕНТЫ

Силы инерции, действующие в механизме, показаны на рис. 91.

Основные обозначения

- m_n — масса одного комплекта штока с двумя поршнями;
 m_k — неуравновешенная масса колена, приведенная к оси штоковой шейки;
 $m_{кв}$ — масса коленчатого вала;
 m_o — неуравновешенная масса центральных опор, приведенная к точке C ;
 $m_{пр}$ — масса противовеса коленчатого вала;
 $m_{про}$ — суммарная масса противовесов центральных опор;
 P_{uy} — сила инерции поступательно движущихся масс, присоединенных к одной штоковой шейке коленчатого вала, действующая в направлении оси OY ;
 P_{ux} — сила инерции поступательно движущихся масс, присоединенных к одной штоковой шейке коленчатого вала, действующая в направлении оси OX ;
 $P_{уп}$ — результирующая сила инерции поступательно движущихся масс;
 P_k — центробежная сила от неуравновешенных масс одного колена в относительном движении;
 P_o — результирующая центробежная сила вращающихся масс в переносном движении;
 $P_{и\Sigma}$ — суммарная сила инерции механизма, приложенная к опорным подшипникам коленчатого вала;
 P_o — центробежная сила от неуравновешенных масс центральных опор;
 $P_{про}$ — центробежная сила противовесов центральных опор;
 $P_{пр}$ — центробежная сила противовесов E и D относительно центров штоковых шеек;
 M_n — момент сил инерции поступательно движущихся масс;
 M_k — момент центробежных сил коленчатого вала;
 $M_{пр}$ — момент центробежных сил противовесов;
 M_j — суммарный продольный момент от сил инерции механизма.

Силы инерции и моменты сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (P_{uy} , P_{ux}), действующие на штоковые шейки коленчатого вала:

по оси $Y—Y$

$$P_{uy} = -m_{njy} = -2m_n r \omega^2 \cos \alpha;$$

по оси $X—X$

$$P_{ux} = -m_{nix} = -2m_n r \omega^2 \sin \alpha.$$

Так как по осям $Y—Y$ и $X—X$ синхронно движутся по два одинаковых комплекта штоков с поршнями, то суммарные силы инерции поступательно движущихся масс, действующие:

по оси $Y—Y$

$$\Sigma P_{uy} = -4m_n r \omega^2 \cos \alpha;$$

по оси $X—X$

$$\Sigma P_{ux} = -4m_n r \omega^2 \sin \alpha.$$

Равнодействующая сил инерции ΣP_{uy} и ΣP_{ux}

$$P_{уп} = \sqrt{\Sigma P_{uy}^2 + \Sigma P_{ux}^2} = 4m_n r \omega^2. \quad (15)$$

Направление вектора равнодействующей силы определяется из треугольника сил $\sum P_{uy}$, $\sum P_{ux}$, P_{un} :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\sum P_{ux}}{\sum P_{uy}} = \frac{-4m_n r \omega^2 \sin \alpha}{-4m_n r \omega^2 \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) следует, что равнодействующая сила P_{un} постоянна по величине и направлена всегда вдоль кривошипа OC .

Для того чтобы определить величину и плоскость действия неуравновешенного момента от сил инерции поступательно дви-

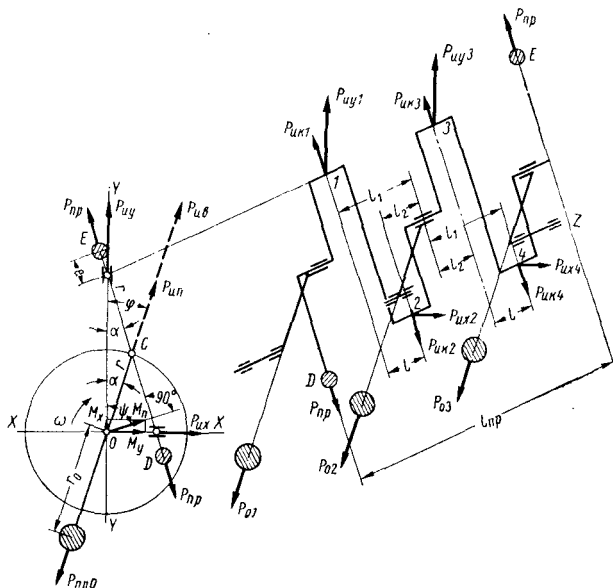


Рис. 91. Силы инерции, действующие в бесшатуном механизме:

1—4 — номера штоковых шеек

жущихся масс, рассмотрим моменты от этих сил инерции, действующие в каждом из направлений.

Момент сил инерции в плоскости YOZ

$$M_y = P_{uy} (l_1 - l_2),$$

или, полагая $l_1 - l_2 = l$,

$$M_y = P_{uy} l = -2m_n r \omega^2 \cos \alpha l;$$

в плоскости XOZ

$$M_x = P_{ux} l = -2m_n r \omega^2 \sin \alpha l.$$

Момент M_n определится как геометрическая сумма его компонентов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$M_n = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}.$$

Подставляя в это выражение значения M_y и M_x , получим

$$M_n = 2m_n r \omega^2 l. \quad (17)$$

Тангенс угла между направлением вектора момента M_n и осью OY

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{-2m_n r \omega^2 \cos \alpha l}{-2m_n r \omega^2 \sin \alpha l} = \operatorname{tg} (90^\circ - \alpha). \quad (18)$$

Из выражений (17) и (18) следует, что величина момента M_n всегда постоянна, а плоскость его действия совпадает с плоскостью коленчатого вала и вращается вместе с ним.

Силы инерции вращающейся массы коленчатого вала и их моменты. Силы инерции коленчатого вала, совершающего сложное плоскопараллельное движение, можно разделить на силы инерции переносного и силы инерции относительного движения, как это было сделано со скоростями и ускорениями.

В переносном вращательном движении вместе с точкой C все точки вала и связанных с ним противовесов движутся с одинаковым ускорением, поэтому всю его массу можно считать сосредоточенной на оси его опорных шеек. Сила инерции вала в переносном движении

$$P_\epsilon = (m_{\kappa\epsilon} + 2m_{np}) r \omega^2$$

и направлена по радиусу кривошипа OC .

В относительном вращательном движении вокруг оси опорных шеек (вокруг точки C) возникают центробежные силы от неуравновешенных масс колен (штоковых шеек и щек). Методика определения величины приведенной массы m_κ колена ничем не отличается от применяемой в динамике кривошипно-шатунных двигателей. Центробежная сила каждого колена

$$P_\kappa = m_\kappa r \omega^2.$$

Сумма центробежных сил всех колен вала равна нулю, так как колена расположены симметрично относительно оси опорных шеек, но от каждой пары сил смежных противоположащих колен возникает момент

$$M_\kappa = P_\kappa l = m_\kappa r \omega^2 l,$$

где l — расстояние между осями вертикального и горизонтального цилиндров.

Этот момент действует в плоскости вала.

Для четырехколенного вала с двумя одинаково расположенными парами штоковых шеек

$$M_\epsilon = 2M_\kappa = 2m_\kappa r \omega^2 l.$$

§ 16. РЕЗУЛЬТИРУЮЩИЕ СИЛЫ ИНЕРЦИИ И МОМЕНТЫ И ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Анализ сил инерции бесшатунного механизма показывает следующее.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс приводятся к постоянным по величине результирующей силе P_{un} , направленной по радиусу кривошипа OC (рис. 91), и моменту M_n , действующему в плоскости коленчатого вала.

Силы инерции вращающихся масс коленчатого вала и связанных с ним противовесов D и E приводятся также к постоянной по величине результирующей силе P_o , направленной по радиусу кривошипа OC , и к моменту M_o , действующему в плоскости вала.

Следует также учесть постоянную по величине центробежную силу от неуравновешенных масс центральных опор (кривошипов OC)

$$P_o = m_o r \omega^2$$

и направленную по радиусу OC .

Суммируя одинаково направленные силы и действующие в одной плоскости моменты, получим:

суммарную силу инерции $P_{u\Sigma}$, приложенную к опорным подшипникам коленчатого вала и направленную по радиусу к кривошипу OC , величина которой постоянна:

$$P_{u\Sigma} = P_{un} + P_o = (4m_n + m_{кв} + 2m_{np}) r \omega^2;$$

сумму сил инерции $\sum P_u$, приложенную к подшипникам центральных опор:

$$\sum P_u = P_{u\Sigma} + P_o = (4m_n + m_{кв} + 2m_{np} + m_o) r \omega^2;$$

суммарный продольный момент M_j , действующий в плоскости коленчатого вала, величина которого постоянна:

$$M_j = M_n + M_o = 2(m_n + m_k) r \omega^2 l.$$

Для уравновешивания суммы сил $\sum P_u$ необходимо на центральных опорах расположить противовесы, центробежная сила которых была бы равна ей по величине и противоположна по направлению. Если центр массы противовесов находится на расстоянии r_o от оси центральных опор, то их центробежная сила

$$P_{нpo} = m_{нpo} r_o \omega^2.$$

Величина этой массы определяется из равенства $P_{нpo} = \sum P_u$, т. е.

$$m_{нpo} = \frac{(4m_n + m_{кв} + 2m_{np} + m_o) r}{r_o}.$$

Для уравновешивания момента M_j необходимо на концах коленчатого вала в плоскости его колен расположить два противовеса D и E таким образом, чтобы их центробежные силы создавали момент M_{np} , равный и противоположный моменту M_j .

Если масса каждого противовеса m_{np} , расстояние его центра массы от оси опорных шеек (точки C) равно $d = r + e$ расстояние между противовесами l_{np} , то

$$M_{np} = m_{np} (r + e) \omega^2 l_{np}.$$

Массу противовеса определяют из условия $M_{np} = M_j$:

$$m_{np} = \frac{2 (m_n + m_k) r l}{(r + e) l_{np}}.$$

Конструктивно противовесы располагают на цапфах крайних центральных опор соосно с опорными шейками коленчатого вала и соединяют их с опорными шейками рессорными валиками (рессорами). Так как противовесы совершают вместе с валом сложное движение, их полная сила инерции равна геометрической сумме силы P_{np} относительного и силы P_w переносного движения (рис. 92).

Направление силы P_w , параллельной радиусу OC , не проходит через ось опорной шейки вала, с которой соединен противовес, поэтому создается момент, скручивающий рессору:

$$M_T = T (r + e) \omega^2,$$

где $T = P_w \sin 2\alpha = m_{np} r \omega^2 \sin 2\alpha$ — тангенциальная составляющая силы P_w .

Подшипники противовеса нагружаются силой

$$R = P_{np} + R_w,$$

где $R_w = P_w \cos 2\alpha = m_{np} r \omega^2 \cos 2\alpha$ — радиальная составляющая силы.

Противовесы D и E можно расположить на концах соединительного вала, вращающегося в ту же сторону, что и коленчатый вал, но только при условии, что скорость вращения соединительного вала равна ω_c .

Из изложенного видно, что в бесшатунном двигателе силы инерции и их моменты уравновешиваются конструктивно простыми средствами при любой компоновочной схеме двигателя. Это является большим преимуществом бесшатунного механизма перед кривошипно-шатунным, в котором, как известно, полное уравновешивание сил инерции и их моментов без применения специальных уравновешивающих устройств возможно не при всяком числе и расположении цилиндров.

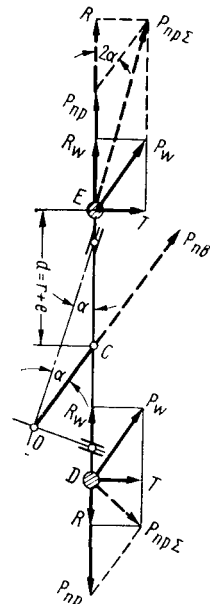


Рис. 92. Силы инерции противовесов в переносном и относительном движениях

§ 17. СИСТЕМЫ КАНОНИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Статика дает только одну зависимость между реакциями X_i в виде равенства нулю моментов всех сил относительно оси коленчатого вала, в то время как количество неизвестных реакций всегда больше одной. Например, на схеме, показанной на рис. 90,

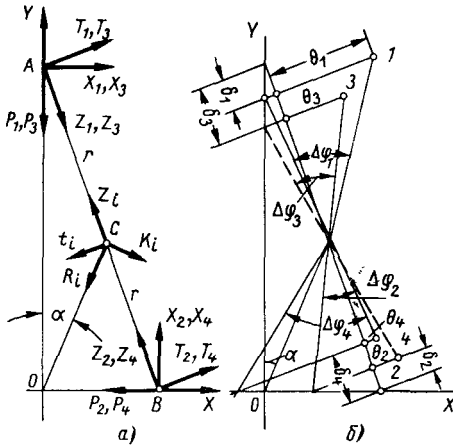


Рис. 93. Расчетная схема для определения реакций направляющих

количество неизвестных реакций X_i по числу штоковых шеек равно четырём.

При расчете этой и других аналогичных схем недостающие зависимости между реакциями находятся из рассмотрения деформации системы.

Ниже дается вывод систем канонических уравнений, с помощью которых можно определять реакции $X_i = f(\alpha)$, для случаев:

а) неразрезного упругого коленчатого вала с двумя и тремя опорами;

б) разрезного упругого коленчатого вала;

в) разрезного абсолютно жесткого коленчатого вала.

Расчетная схема определения реакций X_i и сил, нагружающих кинематические пары механизма, приведена на рис. 93.

Основные обозначения

Нумерация штоковых шеек соответствует рис. 90.

Номер штоковой шейки обозначается в общем виде индексом i .

P_{ei} — сила давления газов на i -ю штоковую шейку;

P_{ui} — сила инерции поступательно движущихся масс;

P_{ii} — проекция силы инерции вращающихся масс коленчатого вала на ось цилиндра;

$P_i = P_{ei} + P_{ui}$ — суммарная сила, действующая на i -ю штоковую шейку по оси цилиндра;

P'_i — сила, действующая по оси цилиндров на i -ю штоковую шейку, с учетом сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс.

Силы P_i , P_{ei} , P_{ui} , P'_i будем считать положительными, если их направление противоположно положительным направлениям осей.

X_i — реакции направляющих; будем считать их положительными, если их направления совпадают с положительными направлениями координатных осей;

Z_i — сила, действующая по направлению кривошипов; будем считать ее положительной, если сила сжимает соответствующий кривошип;

Z'_{01} , Z'_{02} — реакции крайних опор от сил Z_i двухопорного коленчатого вала;

Z_{01} , Z_{02} — реакции крайних опор от сил Z_i трехопорного коленчатого вала;

- Z_0 — реакция средней опоры коленчатого вала от сил Z_i ;
 T_i — сила, действующая перпендикулярно оси звена ACB ; будем считать ее положительной, если сила создает момент относительно точки C , направленный против часовой стрелки;
 T'_{o1}, T'_{o2} — реакции крайних опор от сил T_i двухопорного коленчатого вала;
 T_{o1}, T_{o2} — реакции крайних опор от сил T_i трехопорного коленчатого вала;
 T_0 — реакция средней опоры коленчатого вала от сил T_i ;
 E — модуль упругости первого рода;
 G — модуль упругости второго рода;
 δ_i — радиальные деформации i -й штоковой шейки, возникающие под действием внешних сил;
 θ_i — тангенциальные деформации i -й штоковой шейки, возникающие под действием внешних сил.

Линейные деформации δ_i и θ_i будем считать положительными, если их направления совпадают с положительными направлениями сил Z_i и T_i .

Силы и деформации, изображенные на рис. 93, имеют положительные направления.

Неразрезной упругий коленчатый вал с двумя и тремя опорами.

Из условия равенства нулю момента сил P_i и X_i относительно точки C (рис. 93, а) имеем

$$\begin{aligned}
 (X_1 + X_3) \cos \alpha - (X_2 + X_4) \sin \alpha &= \\
 = (P_1 + P_3) \sin \alpha - (P_2 + P_4) \cos \alpha. & \quad (19)
 \end{aligned}$$

Остальные три уравнения для определения реакций должны быть получены из рассмотрения деформации системы.

Силы P_i и X_i , деформируя коленчатый вал, вызывают радиальные δ_i и тангенциальные θ_i перемещения штоковых шеек коленчатого вала.

На рис. 93, б изображены положения центров штоковых шеек деформированного коленчатого вала. Все перемещения отложены в положительном направлении; при этом штоковые шейки как бы извлечены из своих направляющих.

Повернем коленчатый вал, как жесткое целое, не изменяя его упругой линии, так, чтобы центр первой штоковой шейки оказался на оси OY . Величина $\Delta\varphi_1$ определяется с достаточной для практики точностью следующим уравнением:

$$\Delta\varphi_1 = \frac{\delta_1 \operatorname{tg} \alpha + \theta_1}{r}.$$

Угол, на который нужно повернуть вал, чтобы центр третьей штоковой шейки оказался на оси OY ,

$$\Delta\varphi_3 = \frac{\delta_3 \operatorname{tg} \alpha + \theta_3}{r}.$$

Углы поворота $\Delta\varphi_1$ и $\Delta\varphi_3$ должны быть равны, иначе окажется, что когда центр первой штоковой шейки лежит на оси OY , центр третьей будет находиться вне оси OY (при отсутствии зазоров в сочленениях это невозможно).

Первое уравнение деформации

$$(\delta_1 - \delta_3) \operatorname{tg} \alpha + (\theta_1 - \theta_3) = 0. \quad (20)$$

Центры второй и четвертой штоковых шеек одновременно будут находиться на оси OX , если угол $\Delta\varphi_2$ будет равен углу $\Delta\varphi_4$:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{\delta_2 \operatorname{ctg} \alpha + \theta_2}{r};$$

$$\Delta\varphi_4 = \frac{\delta_4 \operatorname{ctg} \alpha + \theta_4}{r},$$

отсюда получим второе уравнение деформации

$$(\delta_2 - \delta_4) \operatorname{ctg} \alpha + (\theta_2 - \theta_4) = 0. \quad (21)$$

Третье уравнение деформации системы можно получить при условии, что центры первой и третьей штоковых шеек будут находиться на оси OY , а центры второй и четвертой штоковых шеек — на оси OX одновременно, т. е.

$$\left. \begin{aligned} \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 &= 0; \\ \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_4 &= 0; \\ \Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 &= 0; \\ \Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Из написанных четырех равенств выражения (22) в решении должно быть использовано только одно, так как если выполнено одно из них, то выполняются и остальные три.

Полагая, например,

$$\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_4 = 0,$$

получаем третье уравнение деформации (рис. 93, б):

$$\delta_1 \operatorname{tg} \alpha + \delta_4 \operatorname{ctg} \alpha + \theta_1 + \theta_4 = 0. \quad (23)$$

Прогибы δ_i и θ_i в уравнениях (20), (21) и (23) легко выразить через радиальные Z_i и тангенциальные T_i силы, действующие на штоковые шейки.

Обозначим радиальный прогиб i -й штоковой шейки от единичной силы, приложенной к j -й штоковой шейке, через a_{ij} , тогда

$$\delta_i = a_{i1}Z_1 + a_{i2}Z_2 + a_{i3}Z_3 + a_{i4}Z_4,$$

где $i = 1, 2, 3, 4$.

Разности и сумма тангенциальных прогибов $\theta_1 - \theta_3$, $\theta_2 - \theta_4$, $\theta_1 + \theta_4$ могут быть представлены в виде линейных функций тангенциальных сил T_i , т. е.

$$\theta_1 + \theta_4 = b_1T_1 + b_2T_2 + b_3T_3 + b_4T_4;$$

$$\theta_1 - \theta_3 = c_1T_1 + c_2T_2 + c_3T_3 + c_4T_4;$$

$$\theta_2 - \theta_4 = c'_1T_1 + c'_2T_2 + c'_3T_3 + c'_4T_4.$$

Подставляя в уравнения (20), (21) и (23) значения δ_i , $\theta_1 - \theta_3$, $\theta_2 - \theta_4$ и $\theta_1 + \theta_4$, получим

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha \sum_{j=1, 2, 3, 4} Z_j (a_{1j} - a_{3j}) + \sum_{j=1, 2, 3, 4} c_j T_j &= 0; \\ \operatorname{ctg} \alpha \sum_{j=1, 2, 3, 4} Z_j (a_{2j} - a_{4j}) + \sum_{j=1, 2, 3, 4} c'_j T_j &= 0; \\ \operatorname{tg} \alpha \sum_{j=1, 2, 3, 4} a_{1j} Z_j + \operatorname{ctg} \alpha \sum_{j=1, 2, 3, 4} a_{4j} Z_j + \sum_{j=1, 2, 3, 4} b_j T_j &= 0. \end{aligned} \right\} (24)$$

Компоненты сил Z_j и T_j легко выразить через силы P_j и X_j (рис. 93, а):

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= P_1 \cos \alpha + X_1 \sin \alpha; \\ Z_2 &= P_2 \sin \alpha + X_2 \cos \alpha; \\ Z_3 &= P_3 \cos \alpha + X_3 \sin \alpha; \\ Z_4 &= P_4 \sin \alpha + X_4 \cos \alpha; \\ T_1 &= X_1 \cos \alpha - P_1 \sin \alpha; \\ T_2 &= X_2 \sin \alpha - P_2 \cos \alpha; \\ T_3 &= X_3 \cos \alpha - P_3 \sin \alpha; \\ T_4 &= X_4 \sin \alpha - P_4 \cos \alpha. \end{aligned} \right\} (25)$$

Исключая силы Z_j и T_j из системы уравнения (24), получим после небольших преобразований систему из четырех уравнений [включая уравнение (19)], из которых могут быть определены реакции в направляющих:

$$\left. \begin{aligned} (X_1 + X_3) \cos \alpha - (X_2 + X_4) \sin \alpha &= \\ &= (P_1 + P_3) \sin \alpha - (P_2 + P_4) \cos \alpha; \\ X_1 (a_1 \sin^2 \alpha + c_1 \cos^2 \alpha) + X_2 \sin \alpha \cos \alpha (a_2 + c_2) + \\ + X_3 (a_3 \sin^2 \alpha + c_3 \cos^2 \alpha) + X_4 \sin \alpha \cos \alpha (a_4 + c_4) &= \\ = P_1 \sin \alpha \cos \alpha (c_1 - a_1) + P_2 (c_2 \cos^2 \alpha - a_2 \sin^2 \alpha) + \\ + P_3 \sin \alpha \cos \alpha (c_3 - a_3) + P_4 (c_4 \cos^2 \alpha - a_4 \sin^2 \alpha); \\ X_1 \sin \alpha \cos \alpha (a'_1 + c'_1) + X_2 (a'_2 \cos^2 \alpha + c'_2 \sin^2 \alpha) + \\ + X_3 \sin \alpha \cos \alpha (a'_3 + c'_3) + X_4 (a'_4 \cos^2 \alpha + c'_4 \sin^2 \alpha) &= \\ = P_1 (c'_1 \sin^2 \alpha - a'_1 \cos^2 \alpha) + P_2 \sin \alpha \cos \alpha (c'_2 - a'_2) + \\ + P_3 (c'_3 \sin^2 \alpha - a'_3 \cos^2 \alpha) + P_4 \sin \alpha \cos \alpha (c'_4 - a'_4); \\ X_1 [a_{11} \sin^2 \alpha + (a_{41} + b_1) \cos^2 \alpha] \sin \alpha + \\ + X_2 \cos \alpha [(a_{12} + b_2) \sin^2 \alpha + a_{42} \cos^2 \alpha] + \\ + X_3 \sin \alpha [a_{13} \sin^2 \alpha + (a_{43} + b_3) \cos^2 \alpha] + \\ + X_4 \cos \alpha (a_{14} \sin^2 \alpha + b_4 \sin^2 \alpha + a_{44} \cos^2 \alpha) &= \\ = P_1 \cos \alpha [(b_1 - a_{11}) \sin^2 \alpha - a_{41} \cos^2 \alpha] + \\ + P_2 \sin \alpha [(b_2 - a_{42}) \cos^2 \alpha - a_{12} \sin^2 \alpha] + \\ + P_3 \cos \alpha [(b_3 - a_{13}) \sin^2 \alpha - a_{43} \cos^2 \alpha] + \\ + P_4 \sin \alpha [(b_4 - a_{44}) \cos^2 \alpha - a_{14} \sin^2 \alpha]; \end{aligned} \right\} (26)$$

где

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= a_{11} - a_{31}; & a'_1 &= a_{21} - a_{41}; \\ a_2 &= a_{12} - a_{32}; & a'_2 &= a_{22} - a_{42}; \\ a_3 &= a_{13} - a_{33}; & a'_3 &= a_{23} - a_{43}; \\ a_4 &= a_{14} - a_{34}; & a'_4 &= a_{24} - a_{44}. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Система уравнений (26) справедлива и для двухопорного и для трехопорного коленчатых валов, так как средняя опора влияет только лишь на численные значения коэффициентов.

Определение коэффициентов влияния a_{ij} , b_i , c_i , c'_i приведено в § 18.

Представляют интерес составляющие реакций опор: R_i — направленные по радиусу OC и K_i — перпендикулярные к радиусу OC (см. рис. 93).

Будем считать реакции положительными: R_i , если она направлена к центру O , и K_i , если она направлена в сторону вращения кривошипа OC .

Реакции R_i и K_i определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} R_i &= Z_i \cos 2\alpha + t_i \sin 2\alpha; \\ K_i &= Z_i \sin 2\alpha + t_i \cos 2\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Разрезной упругий коленчатый вал. Для передней половины коленчатого вала неизвестные реакции X_1 и X_2 в направляющих определяются из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} X_1 \cos \alpha - X_2 \sin \alpha &= P_1 \sin \alpha - P_2 \cos \alpha; \\ \delta_1 \operatorname{tg} \alpha + \theta_1 + \delta_2 \operatorname{ctg} \alpha + \theta_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Первое уравнение вытекает из равенства нулю момента сил относительно точки C (см. рис. 93), второе — из условия деформации.

Выражая прогибы δ_1 , δ_2 и θ_1 , θ_2 через компоненты a_i , Z_i и T_i , будем иметь

$$\begin{aligned} \delta_1 &= a_{11}Z_1 + a_{12}Z_2; \\ \delta_2 &= a_{21}Z_1 + a_{22}Z_2; \\ \theta_1 + \theta_2 &= b_1T_1. \end{aligned}$$

Используя зависимости (25), после преобразований получим

$$\left. \begin{aligned} X_1 \cos \alpha - X_2 \sin \alpha &= P_1 \sin \alpha - P_2 \cos \alpha; \\ X_1 \sin \alpha [a_{11} \sin^2 \alpha + (a_{21} + b_1) \cos^2 \alpha] + \\ &+ X_2 \cos \alpha (a_{12} \sin^2 \alpha + a_{22} \cos^2 \alpha) + \\ + P_1 \cos \alpha [(a_{11} - b_1) \sin^2 \alpha + a_{21} \cos^2 \alpha] + \\ &+ P_2 \sin \alpha (a_{12} \sin^2 \alpha + a_{22} \cos^2 \alpha) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Аналогичные уравнения будут справедливы и для второй половины коленчатого вала.

Следует заметить, что значения коэффициентов a_{ij} и b_i в системе уравнений (29) иные, чем в системе (26).

Разрезной и абсолютно жесткий коленчатый вал. Реакции направляющих могут быть найдены только при наличии у коленчатого вала средней опоры.

В этом случае реакции опор должны быть перпендикулярны радиусу OC (см. рис. 93).

Следовательно, проекция суммы сил X_1 , X_2 , P_1 и P_2 на направление радиуса OC равна нулю, т. е.

$$(X_2 - P_1) \cos \alpha + (X_1 - P_2) \sin \alpha = 0$$

или

$$X_1 \sin \alpha + X_2 \cos \alpha = P_1 \cos \alpha + P_2 \sin \alpha. \quad (30)$$

Из равенства нулю моментов всех сил относительно точки C имеем

$$X_1 \cos \alpha - X_2 \sin \alpha = P_1 \sin \alpha - P_2 \cos \alpha. \quad (31)$$

Решая совместно уравнения (30) и (31), получим

$$X_1 = P_1 \sin 2\alpha - P_2 \cos 2\alpha;$$

$$X_2 = P_1 \cos 2\alpha + P_2 \sin 2\alpha.$$

Аналогичные формулы можно записать и для X_3 и X_4 :

$$X_3 = P_3 \sin 2\alpha - P_4 \cos 2\alpha;$$

$$X_4 = P_3 \cos 2\alpha + P_4 \sin 2\alpha.$$

§ 18. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЛИЯНИЯ a_{ij} , b_i , c_i и c'_i

Зная истинные значения моментов инерции частей коленчатого вала, можно определить коэффициенты влияния, входящие в канонические уравнения (26) и (29).

Коэффициенты влияния для двухопорного коленчатого вала. По закону взаимности перемещения

$$a_{12} = a_{21}; \quad a_{13} = a_{31}; \quad a_{14} = a_{41};$$

$$a_{23} = a_{32}; \quad a_{24} = a_{42}; \quad a_{34} = a_{43}.$$

Кроме этого, вследствие симметрии коленчатого вала относительно средней плоскости

$$a_{11} = a_{44}; \quad a_{22} = a_{33}; \quad a_{12} = a_{43};$$

следовательно,

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= a_{44}; \quad a_{12} = a_{21} = a_{43} = a_{34}; \\ a_{13} &= a_{31} = a_{24} = a_{42}; \quad a_{14} = a_{41}; \\ a_{22} &= a_{33}; \quad a_{23} = a_{32}. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Таким образом, все коэффициенты влияния вида a_{ij} будут определены, если найти только шесть из них: a_{11} , a_{12} , a_{13} , a_{14} , a_{22} и a_{23} .

На рис. 94 представлены эпюры изгибающих моментов от положительных единичных сил, приложенных к серединам каждой штоковой шейки.

Все коэффициенты a_{ij} (по способу Мора) находят умножением эпюр одной на другую.

При умножении эпюр моменты инерции частей вала берутся из опытных данных, получаемых при нагружении и деформировании натурального коленчатого вала.

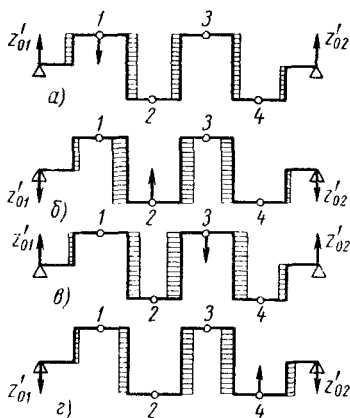


Рис. 94. Эпюры изгибающих моментов от радиальных единичных сил, приложенных к серединам штоковых шеек двухопорного коленчатого вала:

a, б, в и г — соответственно к первой, второй, третьей и четвертой штоковым шейкам; 1—4 — номера штоковых шеек

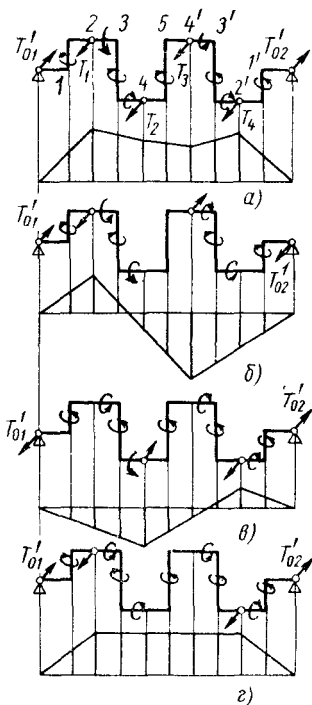


Рис. 95. Эпюры изгибающих и крутящих моментов двухопорного вала от тангенциальных сил:

a — T_i ; *б* — приложенных к первой и третьей штоковым шейкам; *в* — приложенных ко второй и к первой штоковым шейкам; *г* — приложенных к первой и четвертой штоковым шейкам

Чтобы найти коэффициенты b_i , c_i и c'_i системы уравнений (26), к штоковым шейкам коленчатого вала прикладывают тангенциальные силы T'_1 , T'_2 , T'_3 и T'_4 . Из условия равновесия вала можно записать следующее соотношение:

$$T'_1 - T'_2 + T'_3 - T'_4 = 0.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов от тангенциальных сил представлены на рис. 95, *a*.

Моменты в различных сечениях вала на этих эпюрах выражены через тангенциальные силы и реакции опор T'_{01} и T'_{02} .

Для определения коэффициентов c_i ($i = 1, 2, 3, 4$) к первой и третьей штоковым шейкам одновременно прикладываются две прямо противоположные единичные силы. Эпюры изгибающих и крутящих моментов от пары единичных сил представлены на рис. 95, б.

Умножая эпюры рис. 95, а на эпюры рис. 95, б, получим

$$E(\theta_1 - \theta_3) = E(c_1 T'_1 + c_2 T'_2 + c_3 T'_3 + c_4 T'_4).$$

Для определения коэффициентов c'_i строят эпюры изгибающих и крутящих моментов от двух противоположно направленных единичных сил, приложенных к серединам второй и четвертой штоковых шеек (рис. 95, в).

Умножая эпюры рис. 95, а на эпюры рис. 95, в, получим

$$-E(\theta_2 - \theta_4) = -E(c'_1 T'_1 + c'_2 T'_2 + c'_3 T'_3 + c'_4 T'_4).$$

Коэффициенты b_i определяют умножением эпюр рис. 95, а на эпюры рис. 95, г:

$$E(\theta_1 - \theta_4) = E(b_1 T'_1 + b_2 T'_2 + b_3 T'_3 + b_4 T'_4).$$

Коэффициенты влияния для трехопорного коленчатого вала.

Коэффициенты влияния в плоскости кривошипов сначала определяют для случая, когда коленчатый вал не имеет средней опоры.

Обозначим их через a'_{ij} , тогда коэффициент a'_{11} определим умножением эпюр рис. 96, а на эпюры этого же рис. 96, а, коэффициент a'_{12} — перемножением эпюр рис. 96, а и б; коэффициент a'_{13} — перемножением эпюр рис. 96, а и в; коэффициент a'_{14} — перемножением эпюр рис. 96, а и г; коэффициент a'_{22} — умножением эпюр рис. 96, б на эпюры этого же рис. 96, б; коэффициент a'_{23} — перемножением эпюр рис. 96, б и в.

Чтобы учесть среднюю опору, приложим к средней опорной шейке коленчатого вала единичную силу. Прогибы от нее в серединах штоковых шеек обозначим через a'_{i5} ($i = 1, 2, 3, 4$), а прогибы в середине коленчатого вала — через a'_{55} .

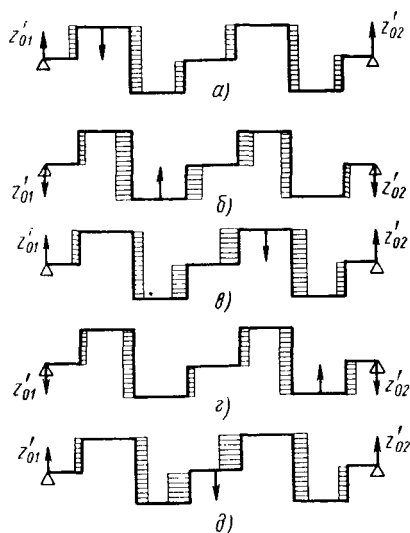


Рис. 96. Эпюры изгибающих моментов трехопорного коленчатого вала от радиальных единичных сил:

а, б, в, г и д — приложенных соответственно к первой, второй, третьей, четвертой и средней опорным шейкам

Вследствие симметрии коленчатого вала

$$a'_{15} = -a'_{45} \text{ и } a'_{25} = -a'_{35}.$$

Коэффициент a'_{55} найдем умножением эпюр рис. 96, δ на эпюры этого же рис. 96, δ ; коэффициент a'_{15} — перемножением эпюр рис. 96, a и δ ; коэффициент a'_{25} — перемножением эпюр рис. 96, δ и b .

Если принять направление реакции Z_0 средней опоры вверх за положительное направление, то

$$Z_0 = \frac{1}{a'_{55}} (a'_{15}Z_1 + a'_{25}Z_2 - a'_{25}Z_3 - a'_{15}Z_4). \quad (33)$$

При наличии средней опоры коэффициенты влияния будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= a'_{11} - \frac{(a'_{15})^2}{a'_{55}}; & a_{12} &= a'_{12} - \frac{a'_{15}a'_{25}}{a'_{55}}; \\ a_{13} &= a'_{13} + \frac{a'_{15}a'_{25}}{a'_{55}}; & a_{14} &= a'_{14} + \frac{(a'_{15})^2}{a'_{55}}; \\ a_{22} &= a'_{22} - \frac{(a'_{25})^2}{a'_{55}}; & a_{23} &= a'_{23} + \frac{(a'_{25})^2}{a'_{55}}, \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

откуда [см. систему уравнений (27), (32)]

$$\begin{aligned} a_1 &= a_{11} - a_{31}; & a_2 &= a_{12} - a_{32}; & a_3 &= a_{13} - a_{33}; \\ a_4 &= a_{14} - a_{34}; & a'_1 &= a_{21} - a_{41}; & a'_2 &= a_{22} - a_{42}; \\ a'_3 &= a_{23} - a_{43}; & a'_4 &= a_{24} - a_{44}. \end{aligned}$$

Реакцию T_0 средней опоры от системы сил T_1, T_2, T_3, T_4 находят из условия, что она должна ликвидировать прогиб, создаваемый системой сил T_i . Для этого строят эпюры изгибающих и крутящих моментов от системы сил T_i для коленчатого вала на двух опорах (рис. 97, a) и эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичной силы, приложенной к средней опорной шейке двухопорного коленчатого вала (рис. 97, b).

Умножением эпюр рис. 97, b на эпюры этого же рис. 97, b , получим прогиб δ_6 средней опорной шейки от единичной силы, приложенной к этой шейке, а перемножением эпюр рис. 97, a и b — прогиб $\delta_6 \sum T_i$ средней коренной шейки двухопорного коленчатого вала от системы сил $\sum T_i$.

Реакция средней опоры от системы сил

$$T_0 = \frac{-\delta_6 \sum T_i}{\delta_6}. \quad (35)$$

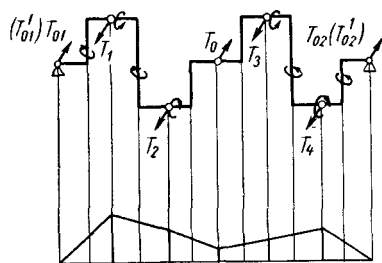
При определении коэффициентов c_i , c'_i и b_i для трехопорного коленчатого вала его заменяют двухопорным, считая, что к двухопорному валу приложено, кроме системы сил $\sum_{i=1,2,3,4} T_i$, реакция средней опоры T_o .

При этом реакции крайних опор:

$$T_{o1} = T'_{o1} - \frac{T_o}{2}; \quad (36)$$

$$T_{o2} = T'_{o2} - \frac{T_o}{2}. \quad (37)$$

Следовательно, эпюры изгибающих и крутящих моментов трехопорного коленчатого вала от системы сил $\sum T_i$ будут такими,



как на рис. 97, а, если реакции крайних опор принять равными T_{o1} и T_{o2} (вместо T'_{o1} и T'_{o2}) и, кроме сил $\sum_{i=1,2,3,4} T_i$, к коленчатому валу приложить силу T_o .

Для определения прогибов θ_1 и θ_3 к первой и третьей штоковым шейкам коленчатого вала на двух опорах прикладывают про-

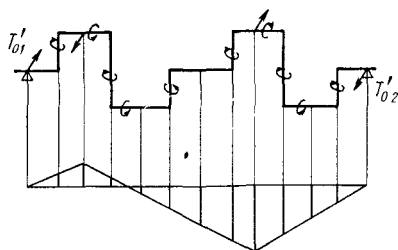
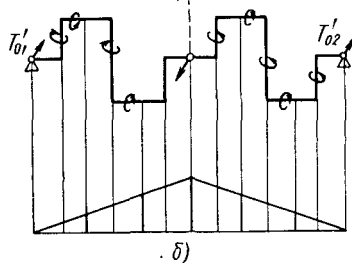


Рис. 97. Эпюры изгибающих и крутящих моментов трехопорного коленчатого вала от тангенциальных сил;

а — T_i ; б — от единичной силы, приложенной к средней шейке

Рис. 98. Эпюры изгибающих и крутящих моментов трехопорного коленчатого вала от тангенциальных единичных сил, приложенных к серединам первой и третьей штоковых шеек

тивоположно направленные единичные силы. Эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных сил показаны на рис. 98. Умножая эпюры рис. 98 на эпюры рис. 97, а, получим величину $E(\theta_1 - \theta_3)$.

Для определения прогибов $\theta_2 - \theta_4$ ко второй и четвертой шейкам двухопорного коленчатого вала прикладывают противоположно направленные единичные силы. Эпюры изгибающих и крутящих моментов от этих сил показаны на рис. 99.

После исключения реакций T_{o1} и T_{o2} по формулам (36) и (37) получим окончательно

$$-E(\theta_2 - \theta_4) = -(c'_1 T_1 + c'_2 T_2 + c'_3 T_3 + c'_4 T_4) E.$$

Для определения $E(\theta_1 - \theta_4)$ к первой и четвертой штоковым шейкам двухпорного коленчатого вала прикладывают две одинаково направленные единичные силы.

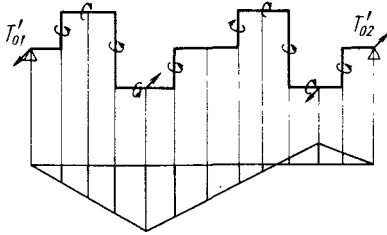


Рис. 99. Эпюры изгибающих и крутящих моментов трехпорного коленчатого вала от тангенциальных единичных сил, приложенных к серединам второй и четвертой штоковых шейк

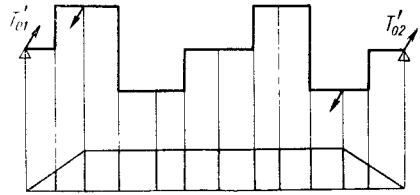


Рис. 100. Эпюры изгибающих и крутящих моментов трехпорного коленчатого вала от тангенциальных единичных сил, приложенных к серединам первой и четвертой штоковых шейк

Эпюры моментов от этих единичных сил показаны на рис. 100. Умножая эпюры рис. 100 на эпюры рис. 97, а, получим

$$E(\theta_1 - \theta_4) = E(b_1 T_1 + b_2 T_2 + b_3 T_3 + b_4 T_4).$$

Коэффициенты влияния разрезного коленчатого вала на трех опорах. В канонические уравнения для этого случая [формулы (29)]

входят следующие коэффициенты влияния: $a_{11}, a_{12} = a_{21}, a_{22}, b_1$.

На рис. 101 показаны эпюры изгибающих и крутящих моментов разрезного коленчатого вала от единичных сил, приложенных к первой и второй штоковым шейкам в плоскости кривошипов (рис. 101, а и б), и от единичных сил, перпендикулярных к плоскости кривошипов (рис. 101, в).

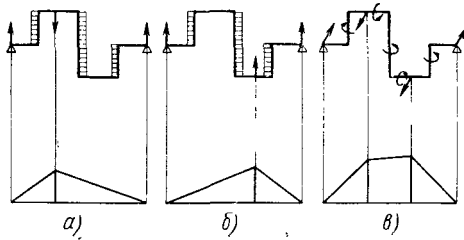


Рис. 101. Эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных сил, приложенных к первой и второй штоковым шейкам:

а и б — от радиальных сил; в — от тангенциальных сил

Коэффициент a_{11} находят умножением эпюры рис. 101, а на эпюру этого же рис. 101, а; коэффициент a_{12} — перемножением эпюр рис. 101, а и б; коэффициент a_{22} — умножением эпюр рис. 101, б на эпюру этого же рис. 101, б; коэффициент b_1 — перемножением эпюр рис. 101, а и в.

§ 19. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ

Перенесем все силы P_i и X_i в точку C (см. рис. 93) и спроектируем их на направление, перпендикулярное к радиусу OC .

Сумма проекций

$$T_{рез} = (X_1 + X_3 - P'_2 - P'_4) \cos \alpha - (X_2 + X_4 - P'_1 - P'_3) \sin \alpha.$$

Из условия равенства нулю момента всех сил относительно точки C имеем

$$(P'_1 + P'_3) \sin \alpha - (P'_2 + P'_4) \cos \alpha - (X_1 + X_3) \cos \alpha + (X_2 + X_4) \sin \alpha = 0,$$

откуда

$$\begin{aligned} (X_1 + X_3) \cos \alpha - (X_2 + X_4) \sin \alpha &= \\ &= (P'_1 + P'_3) \sin \alpha - (P'_2 + P'_4) \cos \alpha. \end{aligned}$$

Используя это соотношение, получим

$$T_{рез} = 2 (P'_1 + P'_3) \sin \alpha - 2 (P'_2 + P'_4) \cos \alpha.$$

Сила $P'_i = P_{zi} + P_{ui} + P'_{ui}$, но, как было показано в § 16, суммарная сила инерции $P_{u\Sigma}$ всегда направлена по кривошипу OC , и ее проекция на перпендикуляр к OC равна нулю. На этом основании можно написать

$$T_{рез} = 2 (P_{z1} + P_{z3}) \sin \alpha - 2 (P_{z2} + P_{z4}) \cos \alpha. \quad (38)$$

Отсюда крутящий момент двигателя

$$M_{\partial\partial} = T_{рез}r = 2r [(P_{z1} + P_{z3}) \sin \alpha - (P_{z2} + P_{z4}) \cos \alpha]. \quad (39)$$

Пример определения сил и реакций, действующих в бесшатунном механизме двигателя с неразрезным упругим коленчатым валом на трех опорах, приведен в приложении.

§ 20. УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ БЕСШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Расчетную схему нагружения механизма внешними силами примем такую же, что и на рис. 90.

Из рисунка видно, что каждая штоковая шейка коленчатого вала и ее подшипник нагружены силой

$$P_{ui} = \sqrt{P_i^2 + X_i^2},$$

где P_i — суммарная сила, действующая на i -ю шейку вала по оси цилиндров (без учета сил инерции массы самого вала);

X_i — реакция направляющих, действующая на ползун i -й шейки вала.

Силы P_i определяют обычным способом, применяемым при расчете поршневых двигателей. Незвестные реакции X_i находят без учета несущей способности масляной пленки, заполняющей зазоры между ползунами и направляющими.

Для расчета реакций X_i сделаем следующие два допущения:

1) коленчатый вал и направляющие ползунув будем считать абсолютно жесткими;

2) при любом значении угла α нормальное давление между ползунами и направляющими действует только в одном направлении их движения — по оси $Y-Y$ или $X-X$; в другом направлении между ползунами и направляющими имеется зазор.

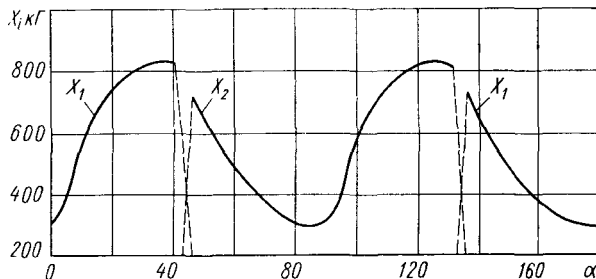


Рис. 102. График изменения реакций направляющих, определенных упрощенным методом, по углу поворота кривошипа

При таких допущениях задача нахождения реакций X_i становится статически определимой.

При равных зазорах между ползунами и направляющими обоих направлений за каждый оборот вала двигателя при угле $\gamma = 90^\circ$ будет следующее чередование усилий на направляющие и соответственно реакций $X_i = f(\alpha)$: $X_1 \neq 0$, $X_2 = 0$ при $0^\circ \leq \alpha < 45^\circ$, $135^\circ < \alpha < 225^\circ$ и $315^\circ < \alpha < 360^\circ$ и $X_1 = 0$, $X_2 \neq 0$ при $45^\circ < \alpha < 135^\circ$ и $225^\circ < \alpha < 315^\circ$.

Из условия равенства нулю суммы моментов всех сил и реакций X_i относительно точки C получим следующие уравнения, из которых можно определить неизвестные реакции X_1 и X_2 :

при углах α , соответствующих условию $X_1 \neq 0$, $X_2 = 0$,

$$X_1 = P_2 - P_1 \operatorname{tg} \alpha;$$

при углах α , соответствующих условию $X_1 = 0$, $X_2 \neq 0$,

$$X_2 = \frac{P_2}{\operatorname{tg} \alpha} - P_1.$$

График изменения реакций X_1 и X_2 в зависимости от угла α в X-образном двигателе с $\gamma = 90^\circ$, вычисленный по этим формулам, приведен на рис. 102.

Для определения усилий, нагружающих опорные шейки коленчатого вала и подшипники в точке C (см. рис. 93), целесообразно использовать компоненты равнодействующих сил K_{mi} : R_i — действующих по направлению кривошипов OC и K_i — действующих перпендикулярно к оси кривошипов OC :

$$K_{mi} = \sqrt{P_i'^2 + X_i^2},$$

где P_i' — сила, действующая по оси цилиндров, с учетом силы инерции массы звена ACB , приведенная к i -й штоковой шейке.

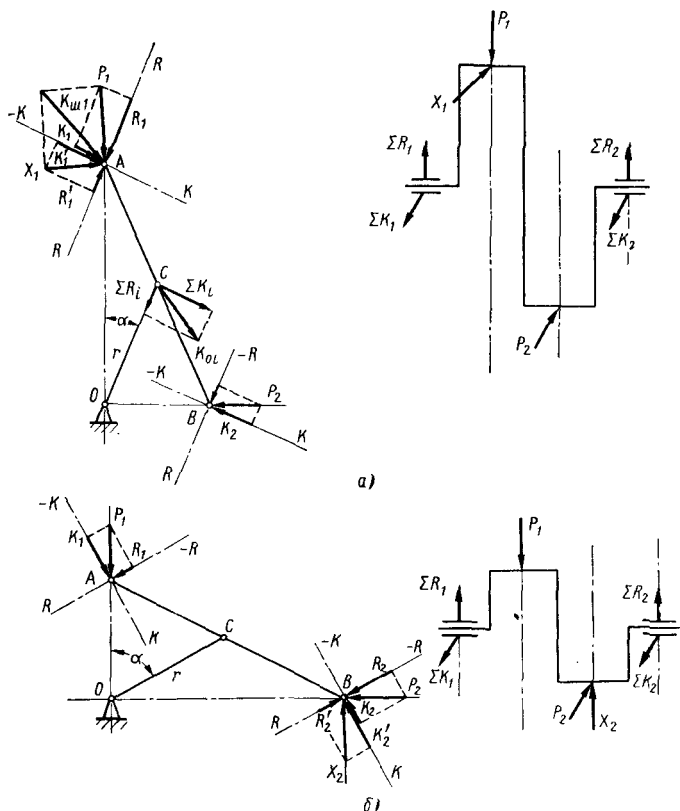


Рис. 103. Схема действия тангенциальных и радиальных сил:
 а — для α при $X_2 = 0$ и $X_1 \neq 0$; б — для α при $X_1 = 0$ и $X_2 \neq 0$

Схема действия сил R_i и K_i при значениях α , соответствующих условиям $X_1 \neq 0, X_2 = 0, X_2 \neq 0$ и $X_1 = 0$, приведена на рис. 103.

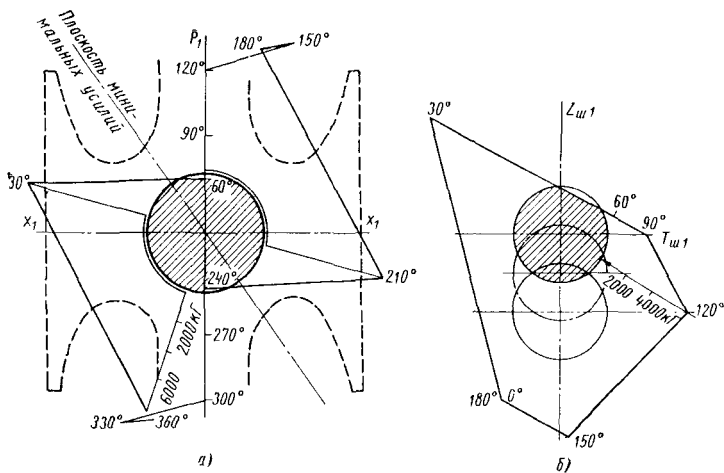


Рис. 104. Векторные диаграммы усилий, действующих на штоковый подшипник и штоковую шейку коленчатого вала:

a — на подшипник; *б* — на шейку

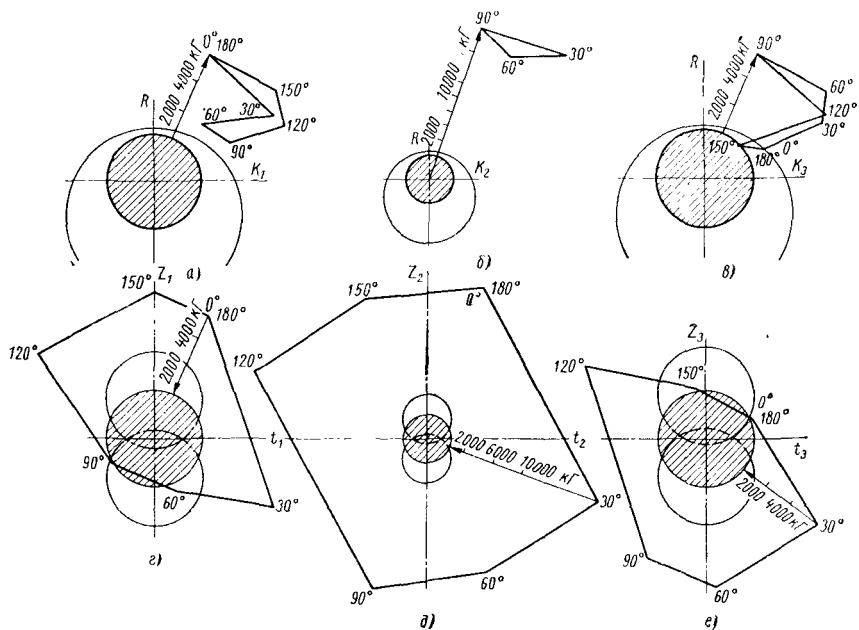


Рис. 105. Векторные диаграммы усилий, действующих на опорные подшипники и шейки коленчатого вала:

a, *б* и *в* — усилия, действующие соответственно на первый, второй и третий опорные подшипники; *г*, *д* и *е* — усилия, действующие соответственно на первую, вторую и третью опорные шейки

При известных значениях P'_i и X_i легко находятся R_i и K_i из уравнений:

для значений α , соответствующих условию $X_1 \neq 0, X_2 = 0$,

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= -X_1 \cos \alpha + P'_1 \sin \alpha; \\ K_2 &= -P'_2 \cos \alpha; \\ R_1 &= P'_1 \cos \alpha + X_1 \sin \alpha; \\ R_2 &= P'_2 \sin \alpha; \end{aligned} \right\}$$

для значений α , соответствующих условию $X_1 = 0, X_2 \neq 0$,

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= P'_1 \sin \alpha; \quad K_2 = -P'_2 \cos \alpha - X_2 \sin \alpha; \\ R_1 &= P'_1 \cos \alpha; \quad R_2 = P'_2 \sin \alpha - X_2 \cos \alpha. \end{aligned} \right\}$$

По найденным значениям $K_i = f(\alpha)$ и $R_i = f(\alpha)$ определяют тангенциальные $\sum K_i$ и радиальные $\sum R_i$ усилия, приложенные к i -м точкам C кривошипов OC , и затем геометрическим суммированием находят величины и направление действия равнодействующих сил K_{oi} , нагружающих i -е опорные шейки коленчатого вала и их подшипники:

$$K_{oi} = \sqrt{\sum K_i^2 + \sum R_i^2}$$

Использование при расчетах составляющих R_i и K_i , действующих соответственно в плоскости кривошипов OC и в перпендикулярной плоскости, удобно еще и тем, что они позволяют определить степень упругой податливости опор механизма в этих направлениях и, следовательно, выполнять расчеты при рассмотрении механизма как упругой системы.

Силы Z_i и T_i , нагружающие штоковые шейки коленчатого вала в направлении радиусов CA и BC и в перпендикулярном направлении (см. рис. 93), находят проектированием сил P_i и реакций X_i на направления Z_i и T_i .

На рис. 104 и 105 даны векторные диаграммы усилий, действующих на подшипники и шейки коленчатого вала бесшатунного механизма двигателя М-127, рассчитанные по приближенному методу.

Глава IV

ОПЫТ ДОВОДКИ КОНСТРУКЦИИ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 21. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ И СОЗДАНИЯ БЕСШАТУННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Весь процесс разработки и создания бесшатунных двигателей, описанных в этой книге, был осуществлен за четыре этапа. На первом этапе были выполнены конструктивно-теоретические и экспериментальные исследования основных особенностей кинематики и динамики бесшатунного механизма, проведен выбор оптимального конструктивного варианта бесшатунного механизма и экспериментально проверена его работоспособность и эксплуатационные свойства в натурном двигателе внутреннего сгорания.

Для проверки работоспособности и эксплуатационных свойств бесшатунного механизма был построен на базе серийного мало-мощного авиадвигателя М-11 опытный бесшатунный двигатель ОМБ с максимальным использованием серийных деталей, что позволяло в более полной мере выявить положительные и отрицательные свойства бесшатунного механизма по сравнению с кривошипно-шатунным.

Всесторонние стендовые испытания этого двигателя весьма убедительно доказали высокую работоспособность бесшатунного механизма, правильность сделанного выбора конструктивного варианта механизма и правильность выработанных принципов проектирования этого механизма.

Применение в двигателе ОМБ только одного нового узла (бесшатунного механизма) обеспечило этому двигателю значительные преимущества перед исходным кривошипно-шатунным двигателем М-11 по габаритам, удельной мощности, экономичности, надежности и более чем в 10 раз по моторесурсу.

На втором этапе было разработано и создано на основе построенного и успешно прошедшего всесторонние испытания первого опытного двигателя с бесшатунным механизмом семейство унифицированных бесшатунных двигателей типа МБ-4 и накоплен

по ним конструкторско-технологический и эксплуатационный опыт.

Все двигатели типа МБ-4 разрабатывались и строились с односторонним рабочим процессом в цилиндрах, без наддува, с воздушным охлаждением и с карбюраторной подачей топлива в цилиндры.

Процесс доводки этих двигателей в основном сводился к отработке характеристик карбюраторов, обеспечивающих получение заявляемых данных двигателей по мощности и экономичности.

На рис. 106 показаны типичные характеристики, снявшиеся при стендовой доводке бесшатунных двигателей типа МБ-4.

На третьем этапе решались технические проблемы, связанные с получением компактной конструкции механизма и цилиндровопоршневой группы с эффективным двусторонним рабочим процессом, обладающих высокой надежностью и длительной работоспособностью в эксплуатации.

На четвертом этапе разрабатывались и строились бесшатунные двигатели большой мощности с высокими удельными показателями, не достижимыми при кривошипно-шатунном механизме.

Более сложными и трудными в техническом отношении были работы третьего и четвертого этапов.

При создании двигателей двойного действия ОМ-127РН и М-127 одновременно с разработкой технических проблем, связанных с применением бесшатунного механизма, решались различные конструктивно-технологические задачи, связанные с авиационным назначением этих двигателей и с высокой степенью их форсирования по числам оборотов и наддуву, не возникавшие ранее при создании бесшатунных двигателей с односторонним рабочим процессом в цилиндрах и крупногабаритных судовых и стационарных кривошипно-шатунных крейцкопфных двигателей двойного действия.

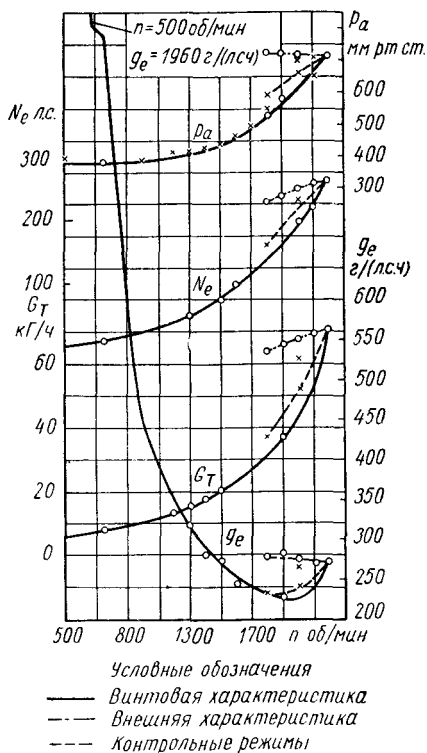


Рис. 106. Характеристики, снятые в процессе доводки двигателя МБ-4, при $p = 754$ мм рт. ст., абсолютной влажности 8,1 мм, температуре окружающей среды $9,7^{\circ}\text{C}$, плотность бензина $0,747$ г/см³ при 13°C

§ 22. ОТРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

В двигателях двойного действия, как и в маломощных двигателях с односторонним рабочим процессом в цилиндрах, был применен конструктивный вариант бесшатунного механизма с промежуточным отбором мощности при помощи соединительных валов.

При разработке этого механизма применительно к цилиндрово-блочной конструкции двигателей были исследованы три вида сочетания коленчатых валов с центральными опорами:

двухопорного двухколенного вала, аналогичного применявшимся в ранее построенных и испытанных маломощных двигателях (рис. 107, а), двухопорного четырехколенного вала (рис. 107, б) и трехопорного четырехколенного (рис. 107, в).

Сравнительные конструктивные и динамические оценки показали, что наиболее компактную конструкцию имеет механизм с двухопорным четырехколенным валом, но при этой конструкции получается неблагоприятное распределение нагрузок на коленчатый вал и кинематические пары механизма. Графики изменения величины силы давления штоковых ползунов на их направляющие в зависимости от угла поворота центральных опор при действии сил давления газа на поршни и сил инерции поступательно движущихся масс одинаковых по величине для трех видов валов приведены на рис. 108.

Из рассматриваемого рис. 108 видно, что при трехопорном четырехколенном вале получаются наименьшие нагрузки на коленчатый вал и кинематические пары механизма, чем при применении валов, изображенных на рис. 107, а и б.

Конструкция механизма с двухколенными валами более сложная и тяжелая по сравнению с четырехколенными валами (рис. 107, б и в), а по нагрузкам на элементы занимает промежуточное положение.

Если же коленчатые валы абсолютно жесткие, то нагрузки на элементы механизма будут одинаковыми (рис. 107, а и в).

Учитывая, что меньшая степень нагруженности элементов силового механизма двигателей является решающим условием получения малых износостойких пар, лучшей экономичности, высокой надежности и большого ресурса двигателей в эксплуатации, для мощных двигателей ОМ-127, ОМ-127РН, М-127 и М-127К был принят бесшатунный механизм, представленный на рис. 107, в.

Использование в бесшатунном механизме звена АСВ (см. рис. 1) в виде трехопорного четырехколенного вала определило трехсекционную компоновку сверхмощного бесшатунного двигателя М-127К с относительным размещением коленчатых валов в трех плоскостях, расположенных под углом 120° одна к другой, с отбором мощности в семи точках по длине механизма (рис. 77 и 89) и восьмицилиндровую Х-образную схему двигателя ОМ-127РН,

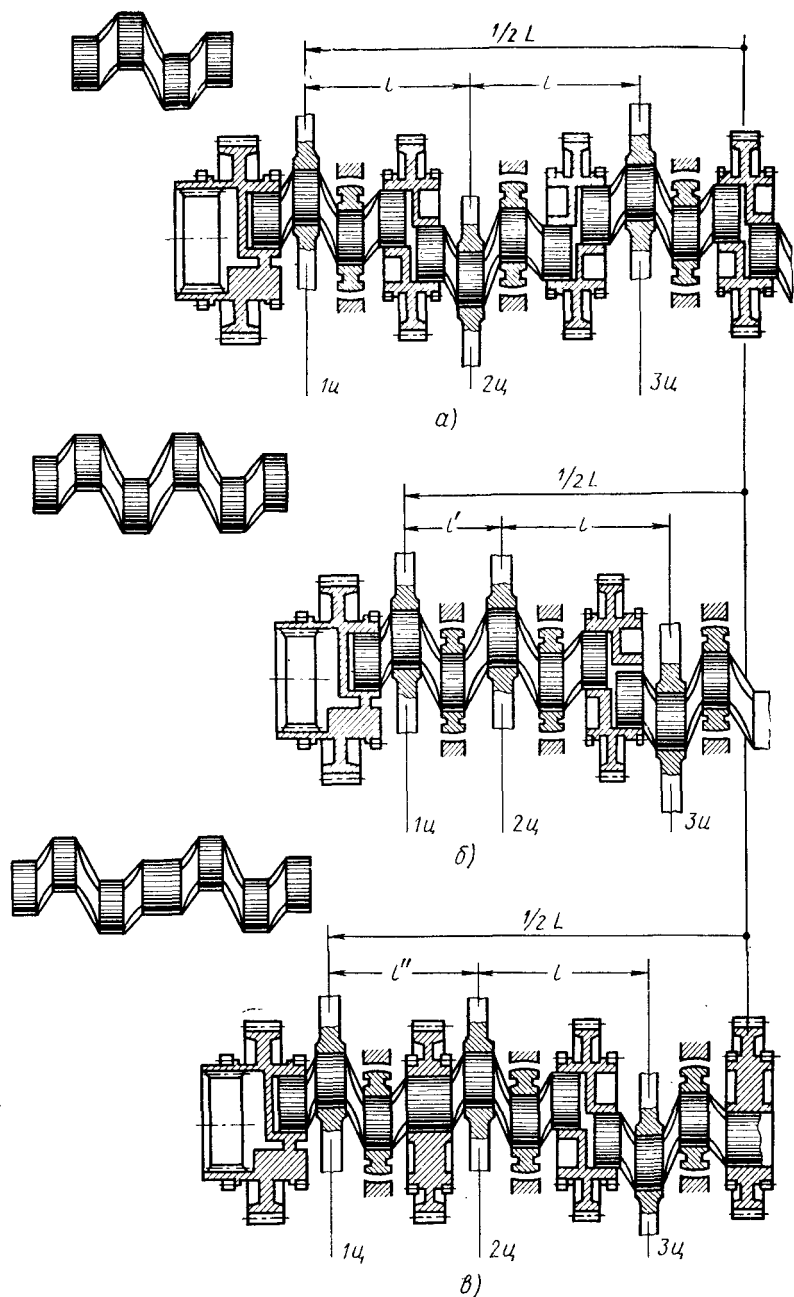


Рис. 107. Различные сочетания коленчатых валов с центральными опорами:
 а — двухколенных двухопорных валов; б — четырехколенных двухопорных валов, в — четырехколенных трехопорных валов

силовой механизм которого представляет собой одну третью часть механизма двигателя М-127К (см. рис. 60 и 87).

Полученные применительно к двигателю ОМ-127РН зависимости реакций направляющих X_i от угла α поворота центральных опор (кривошипов) для коленчатых валов с опорами, показанными на рис. 107, а и б, приведены на рис. 109. Изменение реакций направляющих при трехопорном четырехколенном валу (рис. 107, в), используемом в бесшатунных двигателях двойного действия ОМ-127РН и М-127К, показано на рис. 9 приложения.

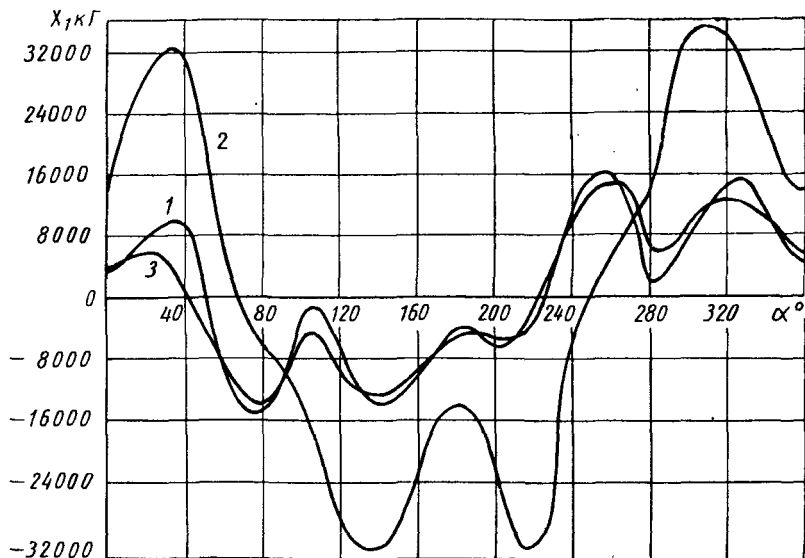


Рис. 108. Силы давления штоковых ползунов на их направляющие при различных коленчатых валах:

1 — при двухколенном двухопорном; 2 — при четырехколенном двухопорном; 3 — при четырехколенном трехопорном

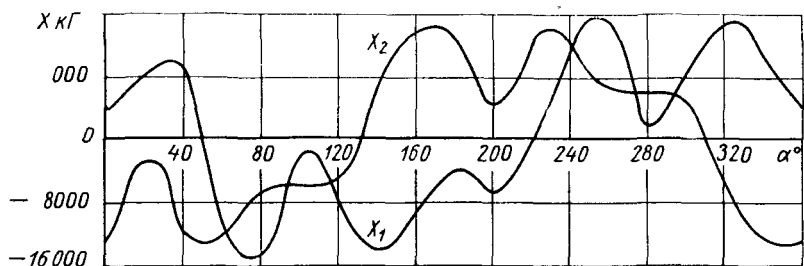
Следующей конструкторской задачей, решавшейся по бесшатунному механизму, было создание соединяющихся между собой цельного коленчатого вала и неразъемных поршневых штоков.

Как известно, в существующих кривошипно-шатунных двигателях применяют или цельные коленчатые валы и шатуны с разъемными шатунными головками или цельные шатуны и разъемные коленчатые валы.

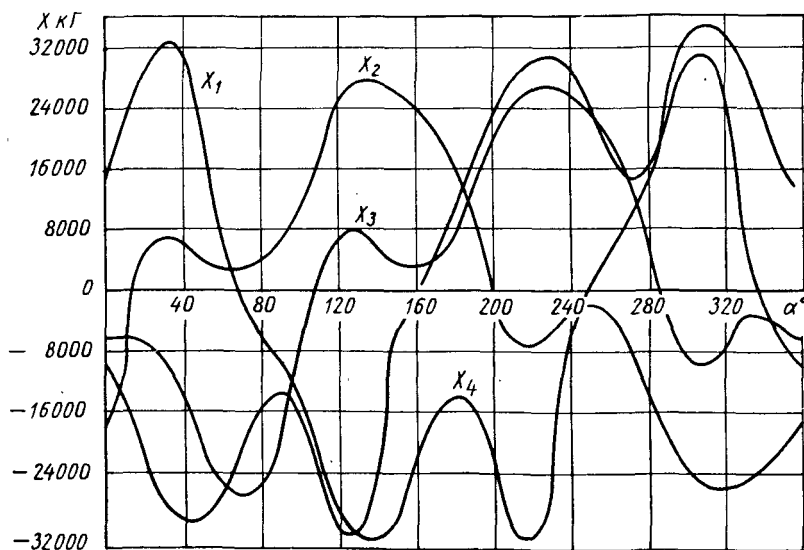
Первые бесшатунные двигатели типа МБ-4 малой мощности, создававшиеся еще при отсутствии достаточного опыта по конструированию бесшатунного механизма, имели, по примеру кривошипно-шатунных двигателей, цельные коленчатые валы и разъемные поршневые штоки.

В последующем бесшатунные двигатели двойного действия строились с цельными коленчатыми валами и неразъемными порш-

невными штоками, что оказалось возможным вследствие уменьшенного расстояния между центрами опорных и штоковых шеек валов (равного $\frac{1}{4}$ хода поршня) и применения в поршневых штоках толстостенных вкладышей подшипников с наклоном плоскости стыка к их оси под углом $30' \pm 10''$.



а)



б)

Рис. 109. Изменение реакций направляющих при двухопорном вале в зависимости от угла поворота центральных опор:

а — при двухколенном вале; б — при четырехколенном вале

Получение неразъемной конструкции поршневых штоков при цельном коленчатом вале позволило не только упростить и удешевить их изготовление, но также уменьшить их массу и главное повысить надежность и долговечность их работы.

На рис. 110 показано развитие конструкции поршневых штоков бесшатунных двигателей по мере накопления по этим двигателям конструкторского и эксплуатационного опыта.

В конструкции штоков двигателя ОМБ и МБ-4 (рис. 110, а) в значительной мере проявился опыт проектирования и создания шатунов кривошипно-шатунных авиационных двигателей. Эти штоки выполнялись с разъемом по штоковому подшипнику и имели относительно сложные конструктивные формы, обеспечивающиеся в производстве фрезерованием с последующей полировкой.

Накладки ползунов составляют одно целое со штоками, что не является положительным. Так как положение штоков опреде-

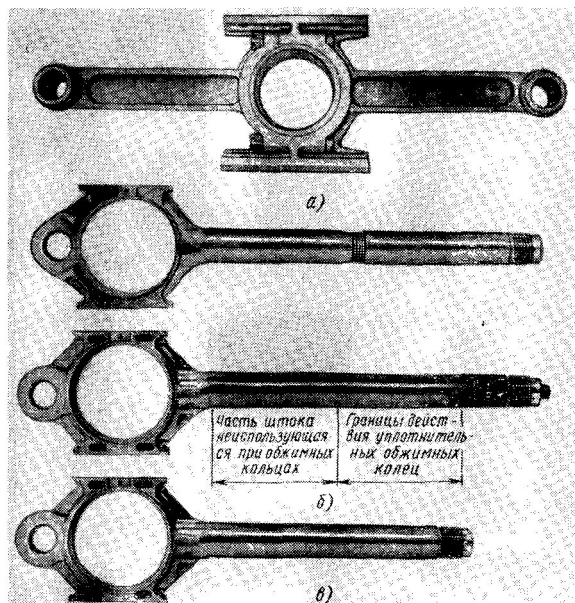


Рис. 110. Поршневые штоки бесшатунных двигателей:
а — ОМБ и семейства МБ-4; б — ОМ-127РН; в — М-127К

ляется положением штоковых подшипников на цапфах коленчатого вала, накладки ползунов не всегда могут быть соосными со своими направляющими и вследствие этого будут работать в ненормальных условиях.

В более поздних бесшатунных двигателях типа ОМ-127 и М-127 применялись более простые, более легкие и менее трудоемкие конструкции цельных поршневых штоков без разъемов (рис. 110, б и в).

Накладки для этих штоков изготавливают отдельно и в рабочем положении они имеют свободу бокового смещения и перекоса по отношению к оси штока. Благодаря этому штоковые подшипники свободно устанавливаются и нормально работают в паре с цапфами коленчатого вала, а накладки ползунов так же сво-

бодно самоустанавливаются по своим направляющим и работают в нормальных условиях.

На рис. 110, б показаны поршневые штоки, применяемые на двигателе ОМ-127РН с диаметром цилиндра 155 мм и ходом поршня 146 мм. Первоначально на этом двигателе применялись штоки, имеющие канавки на стержне штока для установки обычных разжимных уплотнительных колец.

Наиболее серьезными недостатками конструкции с уплотнением штоков разжимными кольцами, совершающими вместе со штоками возвратно-поступательное движение, являются значительное увеличение длины и массы штоков, а следовательно,

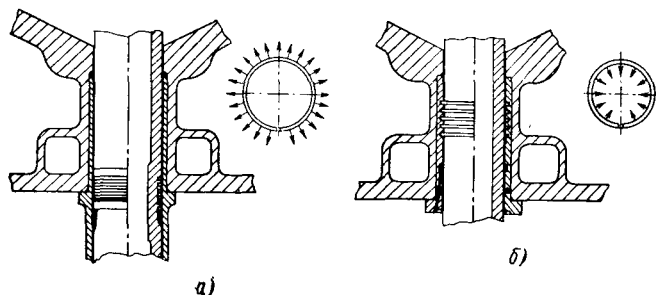


Рис. 111. Уплотнения штоков бесшатунных двигателей с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах:

а — с разжимными кольцами; б — с обжимными кольцами

габаритов и массы двигателей и уменьшение прочности штоков на продольный изгиб из-за ослабления их в самом опасном месте проточкой канавок под уплотнительные кольца. Поэтому в период использования этого уплотнения непрерывно велись конструкторско-технологические изыскания более рационального уплотнения штоков.

В 1948 г. штоки с канавками под уплотнительные кольца были заменены более простыми и легкими штоками с гладкими стержнями. Для уплотнения гладких штоков стали применять уплотнение с обжимными кольцами, расположенными в пакетах цилиндров. Конструкция обоих уплотнительных устройств, применявшихся на двигателе ОМ-127РН, показана на рис. 111.

Оба варианта уплотнения прошли длительные испытания на одноцилиндровых установках МБ-1, отсеках двигателя ОМ-127 и двигателях ОМ-127РН и при этом обеспечивали надежное уплотнение штоков, не допускающее прорыва газов из нижних камер сгорания цилиндров при высоких температурах газа и перепадах давлений порядка 150—180 кг/см². При длительных испытаниях двигателя ОМ-127РН не наблюдалось потемнения масла, появляющегося при просачивании газов в картер.

Уплотнение штоков с обжимными кольцами существенно сокращает габариты двигателей и позволяет применять более

короткие и легкие гладкие штоки. Однако это уплотнение требует длительной технологической обработки для того, чтобы получить необходимую эпюру давлений по всей окружности обжимающих колец, не меняющуюся в процессе длительной эксплуатации и при переборках.

На рис. 110, в показаны поршневые штоки, изготавливаемые для авиационного бесшатунного двигателя М-127К с диаметром цилиндров 160 мм и ходом поршней 170 мм.

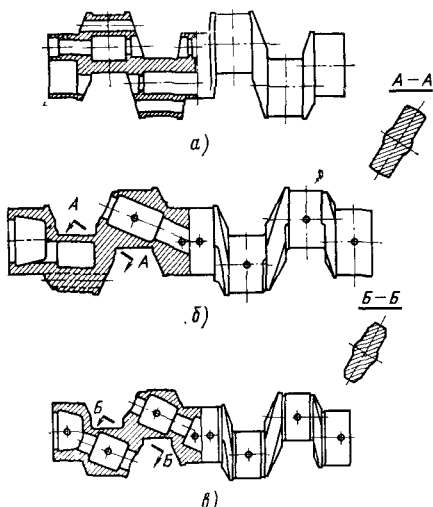


Рис. 112. Конструкции коленчатого вала двигателей ОМ-127:

а — первых отсеков двигателя ОМ-127; б — последующих модификаций этого отсека; в — последней модификации двигателя ОМ-127РН

На рис. 112 видно, как по мере отработки улучшалась конструкция коленчатого вала бесшатунного механизма двигателей ОМ-127.

Операция сборки неразъемных поршневых штоков с цельным коленчатым валом выполняется в такой последовательности. Шток без вкладышей заводят, как показано на рис. 113, а, на соответствующую ему цапфу коленчатого вала и устанавливают в положение, показанное на рис. 113, б.

В образовавшийся между штоком и цапфой просвет заводят вкладыш подшипника со снижающейся от его буртика плоскостью стыка продвигают по цапфе до упора буртика в шток (рис. 113, в).

После этого шток вместе с вкладышем поворачивают по цапфе коленчатого вала на 180° в положение, показанное на рис. 113, г. В образовавшийся просвет между штоком и цапфой заводят, как показано на рис. 113, д, второй вкладыш подшипника до касания стыковочных поверхностей.

Далее этот вкладыш допрессовывают специальным приспособлением до упора его буртика в шток, и одновременно с этим благодаря скошенным стыковочным поверхностям автоматически обеспечивается требуемый натяг между вкладышами подшипника и штоком.

Для удержания вкладышей в этом положении в шток и в оба вкладыша в месте их стыка со стороны, противоположной буртику, устанавливают пластинчатый фиксатор (рис. 113, е).

Диаметры отверстий в штоках позволяют заменить толсто-стенные штоковые подшипники скольжения роликовыми и вследствие этого получить механический к. п. д. выше значения 0,94, достигнутого в двигателе ОМ-127РН с подшипниками скольжения.

При создании бесшатунных двигателей потребовалась экспериментальная отработка величины зазоров и формы опорных подшипников центральных опор с учетом действительных зазоров в кинематических парах и упругих деформаций всех элементов. Первоначальная отработка элементов бесшатунного механизма и конструкции цилиндрических блоков, а также и рабочего процесса в цилиндрических блоках и масляной и водяной систем проводилась

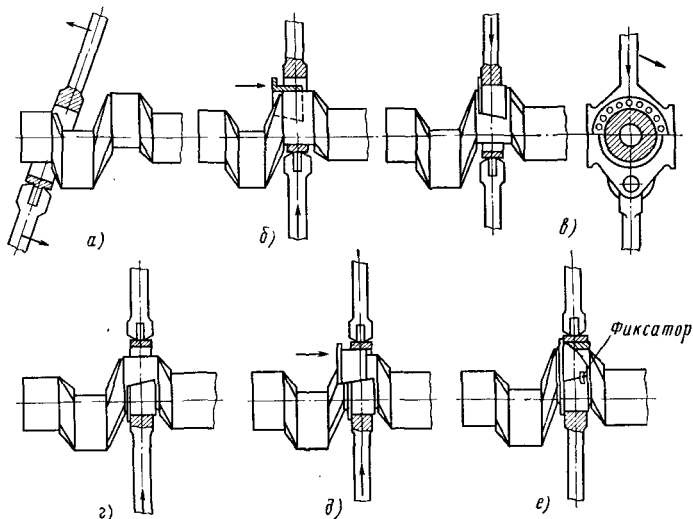


Рис. 113. Последовательность сборки поршневых штыков двигателя OM-127PH с коленчатым валом

на специально созданных для этого экспериментальных отсеках двигателя OM-127, показанных на рис. 114 и 115.

Окончательная доводка всех узлов и систем на режимах работы с максимальными нагрузками выполнялась на двигателях OM-127PH (см. рис. 55 и 56). Испытания двигателя OM-127PH проводились на стенде с воздушным винтом изменяемого шага.

Профили рабочей поверхности опорных подшипников двигателя OM-127PH, полученные в результате экспериментальной отработки, показаны на рис. 116.

Кроме того, обрабатывались профиль и зазоры штоковых подшипников и накладок ползунов, а также толщина свинцового слоя, наносимого на трущиеся поверхности подшипников и накладок. После экспериментальной доводки слой свинца толщиной 0,005 мм сохранялся целым на всей поверхности подшипников и накладок в течение длительной работы двигателей.

Величины зазоров в основных сопряженных элементах бесшатунного механизма, обеспечивающие нормальную его работу, приведены в табл. 11.

Для двигателей OM-127PH и M-127K были отработаны компактные конструкции цилиндров с двусторонним рабочим процессом,

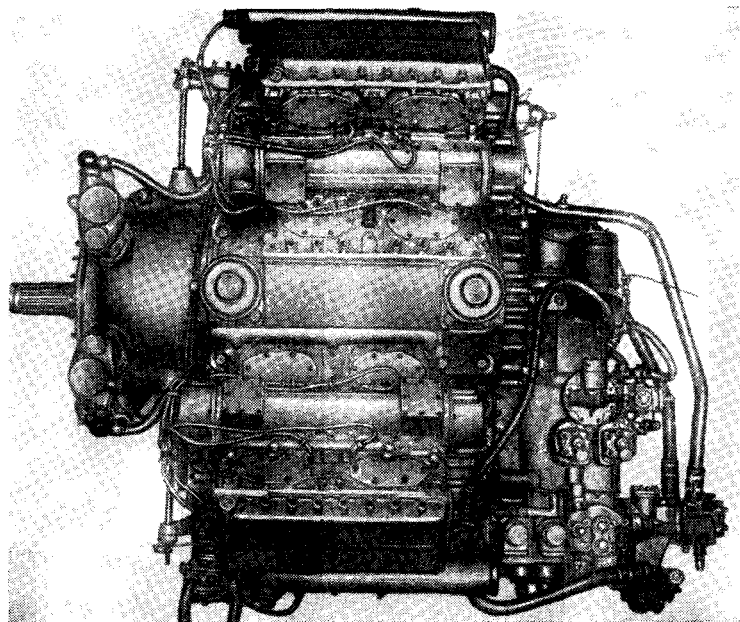


Рис. 114. Восьмицилиндровый отсек двигателя OM-127-01 без наддува цилиндров и без редуктора

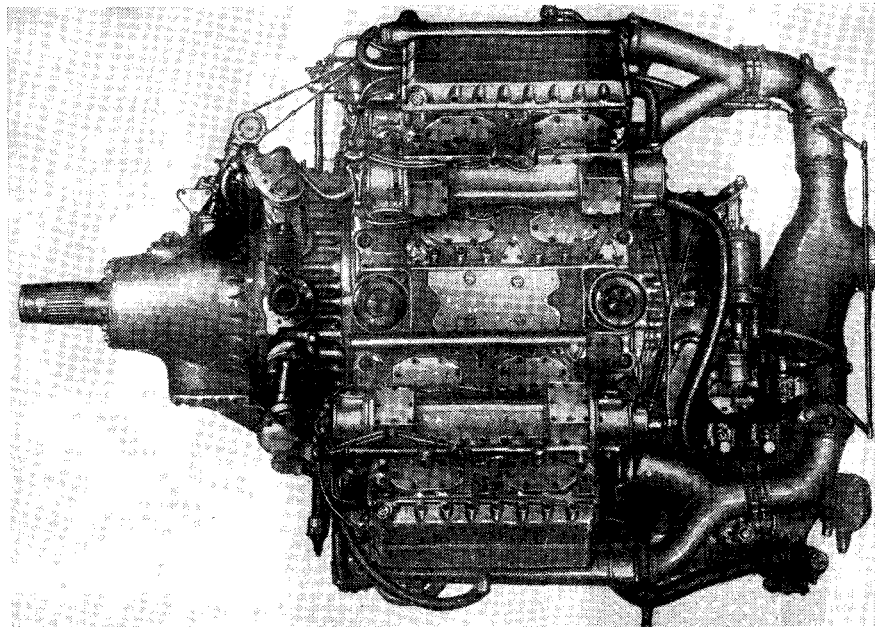


Рис. 115. Восьмицилиндровый отсек двигателя OM-127-02 с наддувом от посторонней компрессорной установки и с редуктором под воздушный винт

имеющие диаметр 155 и 160 мм и ход поршней соответственно 146 и 170 мм.

Первоначально бесшатунные двигатели двойного действия разрабатывались с карбюраторной подачей топлива в цилиндры.

Конструкция первого цилиндра с карбюраторной подачей топлива показана на рис. 117.

Доводка этих цилиндров выполнялась на одноцилиндровых установках ОМБ-III. Цилиндры имели по два карбюратора, уста-

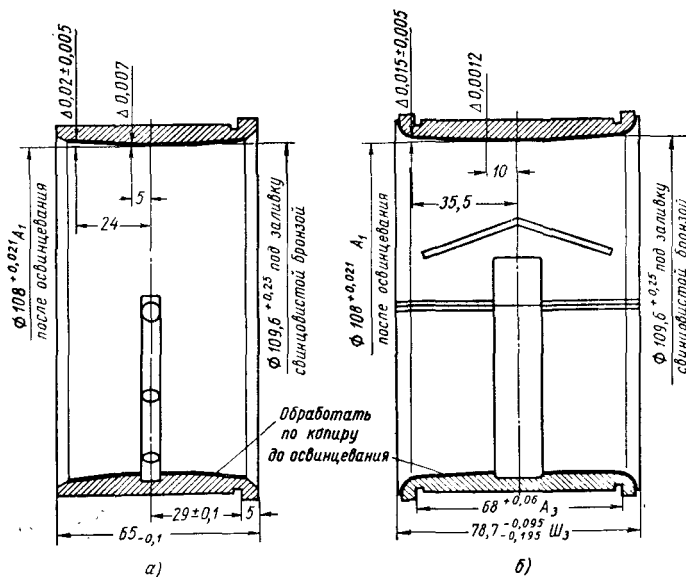


Рис. 116. Профили рабочей поверхности опорных подшипников двигателя ОМ-127РН:

а — концевых центральных опор; б — средней центральной опоры

новленных раздельно для верхней и нижней камер сгорания. Воздух к карбюраторам подводился от стационарной компрессорной установки.

При доводке цилиндров и карбюраторной подаче топлива возникли трудности. Достигнутая максимальная литровая мощность составила 102,8 л. с./л, что не обеспечивало получения заданных для двигателей М-127 параметров, вследствие этого была разработана новая конструкция цилиндров с подачей бензина в камеры сгорания насосами непосредственного впрыска через форсунки дизельного типа.

Отработка новой конструкции цилиндров с непосредственным впрыском топлива проводилась на одноцилиндровых установках МБ-1.

Отработка двухцилиндровых блоков с непосредственным впрыском выполнялась на отсеках двигателя ОМ-127 и на двигателях

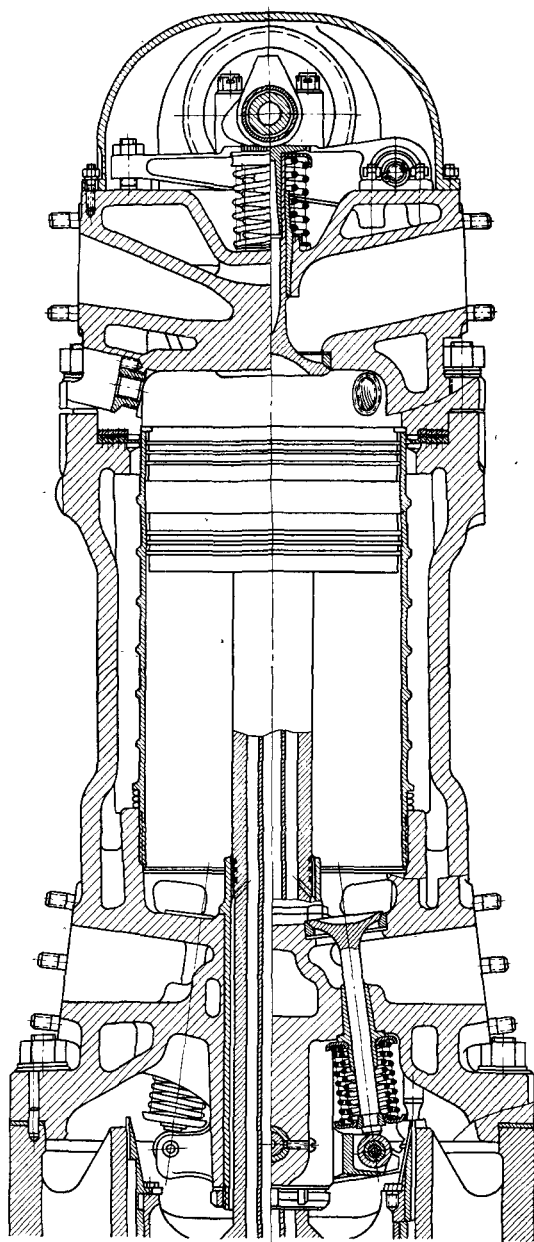


Рис. 117. Цилиндр двойного действия с карбюраторной подачей топлива

ОМ-127РН. В процессе отработки трех конструктивных вариантов цилиндров и цилиндрических блоков двойного действия с непосредственным впрыском топлива были получены заданные параметры (рис. 118). Все цилиндры имеют четырехклапанные верхние и нижние головки и отличаются один от другого кинематической схемой механизма газораспределения и конструкцией.

Как видно из рис. 118, по мере накопления конструкторского и экспериментального опыта конструкции цилиндров двойного действия, разрабатывавшихся для двигателей ОМ-127РН и М-127К, усовершенствовались.

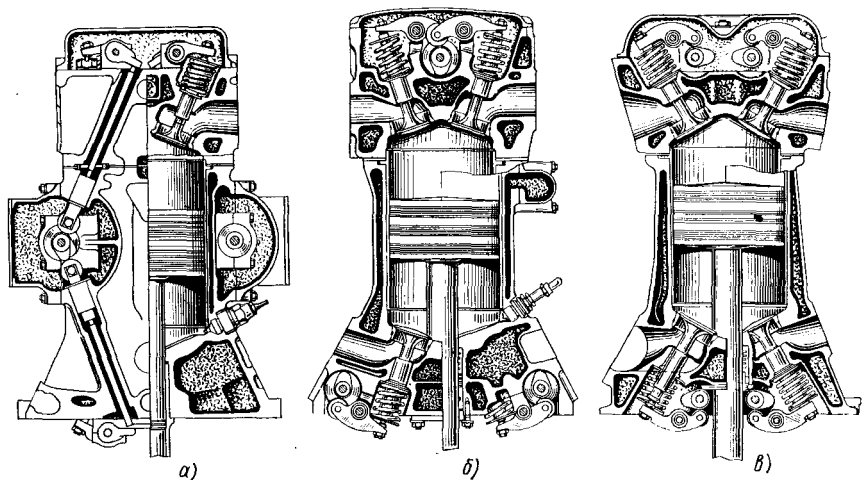


Рис. 118. Цилиндры двигателей с двусторонним рабочим процессом и непосредственным впрыском топлива:

a — ОМ-127РН; *б* — М-127; *в* — М-127К

У цилиндрических блоков первой конструкции (рис. 118, *a*), примененных в восьмицилиндровых двигателях ОМ-127РН мощностью 3200 л. с., кулачковые валики механизма газораспределения расположены по бокам на средней части цилиндрических блоков.

Движение от кулачков к клапанам передавалось последовательно через толкатели, тяги и коромысла (см. рис. 63).

Этот механизм газораспределения из-за сложности кинематической схемы и большого количества поступательно движущихся деталей, включая длинные тяги между толкателями и клапанными коромыслами, оказался основным звеном, лимитирующим быстроходность двигателя ОМ-127РН, и не позволял форсировать двигатель по числу оборотов выше 2800 в минуту.

В пределах расчетных значений $n = 2650$ об/мин и давлениях наддува до 2100 мм рт. ст. цилиндры и цилиндрические блоки двигателя ОМ-127РН работали надежно и на всех рабочих режимах имели параметры, удовлетворяющие заданным для двигателя ОМ-127РН требованиям.

Основные данные двигателя ОМ-127РН были приведены в гл. II. В цилиндрах второго варианта (рис. 118, б) применен более простой механизм газораспределения с меньшим числом деталей и с лучшей динамикой по сравнению с первым. Но и эта конструкция цилиндров имела свои недостатки, заключающиеся в том, что различные механизмы для верхних и нижних камер сгорания и несимметричное расположение верхних и нижних кулачковых валов значительно усложнили систему их привода.

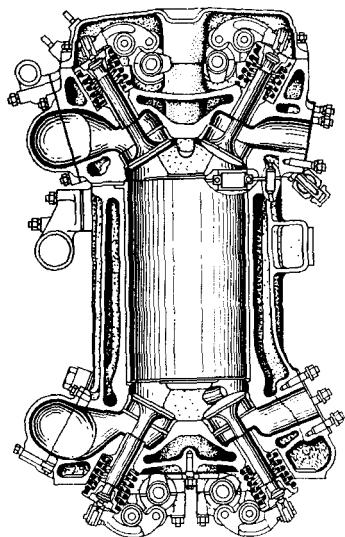


Рис. 119. Поперечный разрез цилиндрического блока, изготовлявшегося для двигателя М-127К

Так как нижние кулачковые валы установлены с наружной стороны клапанов, значительно усложнилась организация охлаждения нижних камер сгорания, увеличилась ширина основания цилиндровых блоков, что затруднило постановку таких блоков на картер с малыми габаритными размерами. Поэтому в процессе доводки этих цилиндров продолжался поиск новых конструкций цилиндров, и в результате был разработан третий конструктивный вариант, показанный на рис. 118, в.

Эта конструкция—более компактная, с несестенным надежно действующим жидкостным охлаждением верхних и нижних камер сгорания, одинаковыми и симметрично расположенными клапанными механизмами верхних и нижних головок, с конструктивно простыми приводами и хорошей динамикой.

Цилиндры успешно прошли доводочные испытания и были использованы для разработки и создания основного варианта шестицилиндровых блоков сверхмощного авиационного бесшатунного двигателя М-127К мощностью 10 000 л. с. Поперечный разрез окончательного варианта цилиндрического блока, принятого для двигателя М-127К, показан на рис. 119.

Для цилиндров с двусторонним рабочим процессом была разработана конструкция поршней с принудительной проточной системой охлаждения их маслом и применен новый способ крепления поршней к штокам, что обеспечило высокую их надежность при действующих тепловых и знакопеременных нагрузках (около 25—30 Т) и сечении штоков не более 8—10 см².

Масляная система охлаждения автоматически поддерживает на всех режимах работы двигателей оптимальную температуру поршней и штоков и допускает дальнейшее форсирование бесшатуновых двигателей.

В конструкции поршней предусмотрена технологически простая и надежно действующая автоматическая система дозирования подачи масла на смазку стенок цилиндров двойного действия и поршневых колец, поддерживающая на всех режимах работы двигателей потребный расход масла, бездымную работу двигателей, минимальные износы и надежную работу поршневых колец.

На рис. 120 показано крепление поршней к штокам в бесшатунных двигателях и в кривошипно-шатунных крейцкопфных двигателях.

На опасное сечение F поршневого штока не действуют силы предвари-

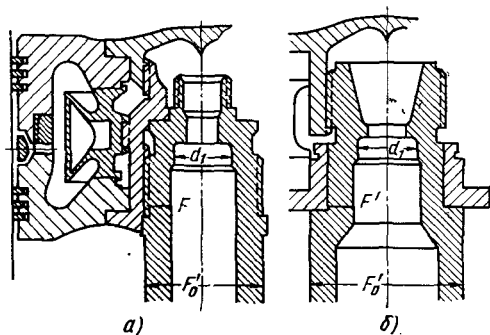


Рис. 120. Схемы крепления поршней к штокам в двигателях двойного действия:

a — в бесшатунных двигателях; b — в паровых машинах и двигателях внутреннего сгорания, стронившихся с кривошипно-шатунным механизмом

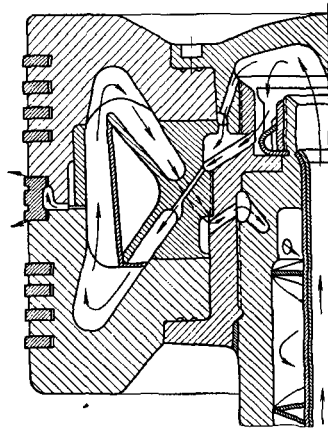


Рис. 121. Алюминиевый поршень бесшатунных двигателей

тельной затяжки и напряжения, возникающие при высоких температурах. Силы давления газов воспринимаются не специальным буртиком, а торцом штока, что позволило существенно уменьшить его диаметр.

На рис. 121 показана конструкция алюминиевого поршня с принудительной циркуляцией охлаждающего масла по замкнутому контуру и с автоматическим дозированием подачи масла на смазку уплотнительных поршневых колец и стенок цилиндров.

Масло для охлаждения поршня поступает по центральной трубке в штоке и возвращается через промежуточную винтовую полость между трубкой и стенкой штока. Часть масла через торцовый зазор между дозирующим неразрезным кольцом и канавкой поступает для смазки цилиндра.

Дозирующее кольцо выполнено из материала с меньшим коэффициентом линейного расширения, чем материал поршня. При изменении режима работы двигателей по числу оборотов или температуре цикла автоматически изменяется количество масла, подаваемого на смазку. Так, например, при повышении температуры цикла подача масла возрастает вследствие увеличения за-

зора, а при повышении числа оборотов — вследствие увеличения давления масла в полости дозирующего кольца, происходящего из-за повышения давления на выходе из насосов и увеличения силы инерции масляного столба в подводящей центральной трубке штоков. При снижении числа оборотов или температуры цикла подача масла на смазку уменьшается.

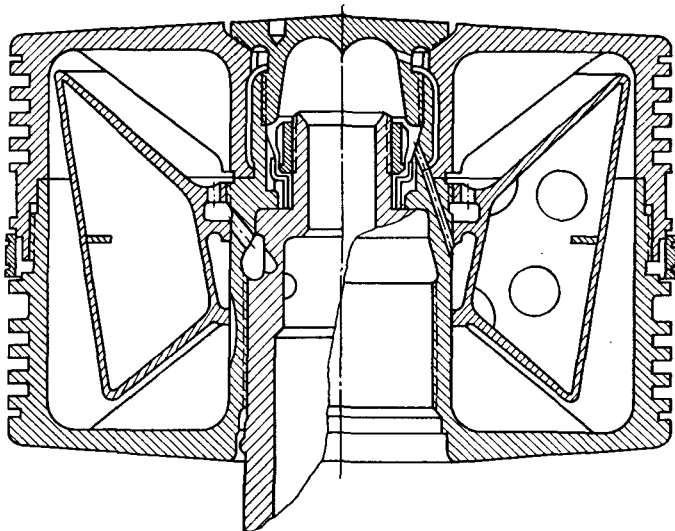


Рис. 122. Стальной поршень двигателя OM-127PH

Дозирующее устройство обеспечивает надежную смазку поршневых колец и стенок цилиндров на всех режимах работы двигателя.

На рис. 122 показан стальной поршень, который имеет меньшее количество элементов, меньшую массу и большую надежность в работе по сравнению с поршнем, приведенным на рис. 121.

§ 23. ОТРАБОТКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЦИЛИНДРАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ OM-127PH И M-127K

В процессе создания бесшатунных двигателей OM-127PH и M-127K была осуществлена доводка рабочего процесса в цилиндрах двойного действия и получены требуемые высокие значения всех параметров при малых размерах цилиндров и сильно форсированных по числам оборотов и наддуву режимах работы.

Начальная отработка рабочего процесса проводилась в отдельных опытных цилиндрах на трех одноцилиндровых установках МБ-1.

Окончательная доводка рабочего процесса и получение расчетных значений параметров осуществлялись в цилиндрических блоках на отсеках двигателя OM-127 и на двигателе OM-127PH.

При испытаниях цилиндров и цилиндрических блоков, обработавшихся на установках МБ-1 и отсеках двигателя ОМ-127, бензин поступал непосредственно в камеры сгорания через форсунки с помощью насосов высокого давления дизельного типа.

При непосредственном впрыске топлива в цилиндры наиболее сложной оказалась проблема получения хорошего смесеобразования

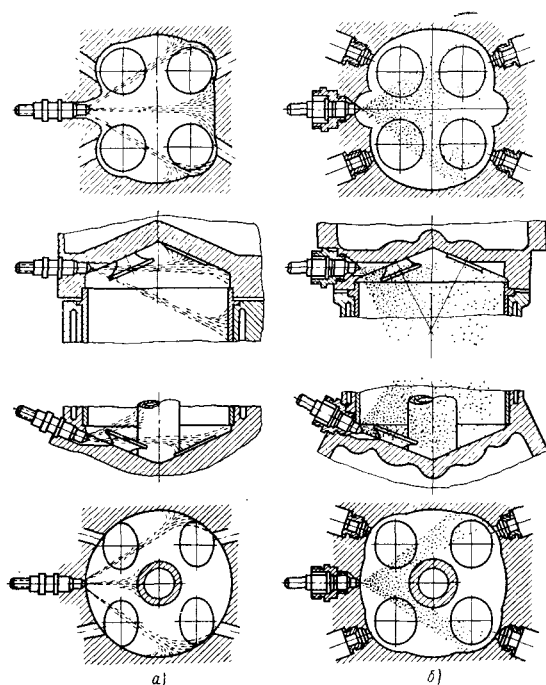


Рис. 123. Схемы впрыска топлива в верхних и нижних камерах сгорания:

а—струйными форсунками; *б*—центробежными форсунками

ния и эффективного рабочего процесса в нижних камерах сгорания, в которых имеются затененные зоны, создаваемые поршневыми штоками.

Отработка рабочего процесса в верхних и нижних камерах цилиндров выполнялась с различными специально разработанными для этого струйными и центробежными форсунками (рис. 123).

В процессе отработки были исследованы в широком диапазоне изменения режимов работы: формы камер сгорания, условия смесеобразования, сочетания фаз впуска и выпуска, расположение в камерах сгорания свечей зажигания, профили кулачков клапанного механизма, степени сжатия в камерах сгорания и температурные состояния поршней и цилиндров, регулируемые измене-

нием величины прокачиваемого охлаждающего масла через поршни и охлаждающей воды через рубашки цилиндров.

На рис. 124 показано, как посредством легкоплавких вставок контролировалось температурное состояние поршней при доводочных испытаниях.

При переходе от доводки рабочего процесса в отдельных цилиндрах на установках МБ-1 к отработке рабочего процесса в цилиндрических блоках на отсеках двигателя ОМ-127 и двигателе ОМ-127РН вновь проявилось неудовлетворительное смесеобразование и ухудшение параметров по сравнению с полученными на одно-

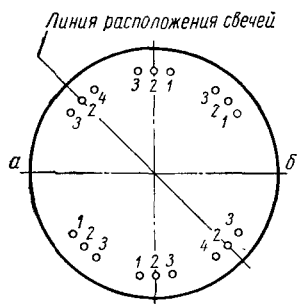


Рис. 124. Расположение легкоплавких вставок на донышках поршней и температура их выплавления: а — сторона всасывания; б — сторона выпуска; 1 — 345°С; 2 — 380°С; 3 — 419°С; 4 — 363°С

12. Характеристика форсунок

Тип форсунок ¹	Диаметр расплавляющих отверстий в мм	Количество отверстий	Сечение на рисунке	Максимальное давление впрыска в кг/см ²
ФБ-127 ОПНБ-53 (6В), рис. 125, а	0,6 0,5	2 4	I—I II—II и III—III	220
Э0067/6 (5В), рис. 125, б и Э0067/9 (10Н), рис. 125, г	0,3 0,35	4 2	I—I и III—III II—II	400
ФБ-127 ОПНБ-90 (7Н), рис. 125, в	0,5	6	I—I, II—II и III—III	250

¹ Давление открытия клапана 110 кг/см².
Факел имеет шесть струй.

цилиндрических установках из-за неравномерного распределения воздуха во всасывающих трубопроводах. Поэтому на первоначальном этапе работы на двигательных отсеках отработывалась всасывающая система двигателей, пока не были получены одинаковые, в пределах допуска, расходы воздуха через шестнадцать камер сгорания четырех блоков. После этого была начата по специальной программе отработка рабочего процесса и параметров двигателя.

За время отработки рабочего процесса было разработано, изготовлено и испытано четырнадцать вариантов различных форсунок, четыре из них показаны на рис. 125, а их данные приведены в табл. 12.

Лучшие результаты при доводке отсеков двигателя ОМ-127 были получены со струйными форсунками Э0067/6 (5В), расположенными в верхних камерах сгорания, и Э0067/9 (10Н) — в ниж-

них камерах, при применении двух насосов непосредственного впрыска ОНБ-127.

Были подобраны оптимальные углы начала впуска воздуха в цилиндры в пределах $60\text{--}65^\circ$ (60° до в. м. т. в верхних и 65° до н. м. т. в нижних камерах сгорания). При угле начала впуска менее 60° ухудшался процесс и снижалась мощность, а при угле

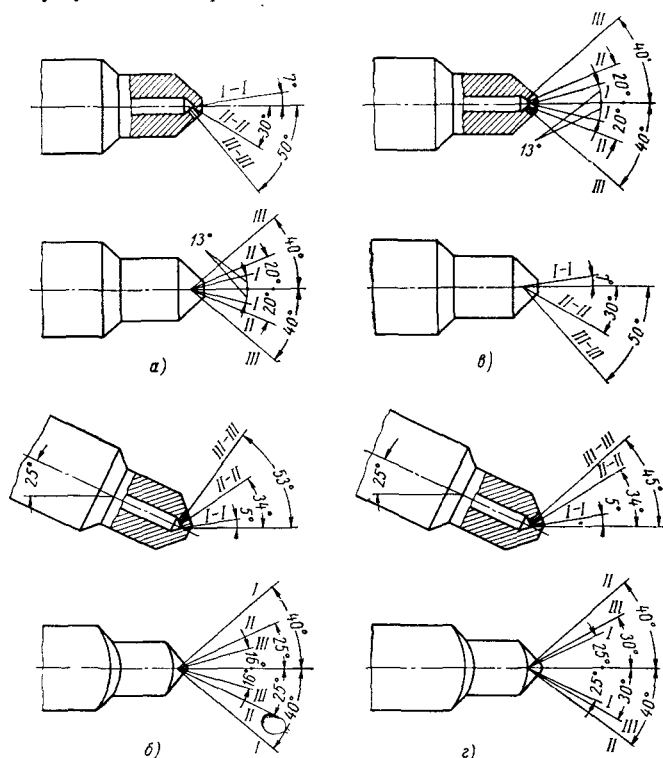


Рис. 125. Струйные форсунки, использовавшиеся при доводке двустороннего рабочего процесса в цилиндрах

более 65° возрастал расход воздуха через двигатель и почти неизменными оставались мощность и удельный расход топлива.

В результате подбора для верхних и нижних камер сгорания оптимальных форсунок и осуществления ряда мероприятий по выбору формы камер сгорания, фаз газораспределения, мест расположения свечей и различных степеней сжатия для верхних и нижних камер сгорания была завершена доводка рабочего процесса в цилиндрических блоках двигателя ОМ-127РН и получены удельные параметры в нижних камерах сгорания, сравнимые с параметрами в верхних камерах.

На рис. 126 приведены осциллограммы рабочих циклов верхних и нижних камер сгорания в цилиндрах двигателя ОМ-127РН-01, снятые при работе двигателя на эксплуатационном режиме.

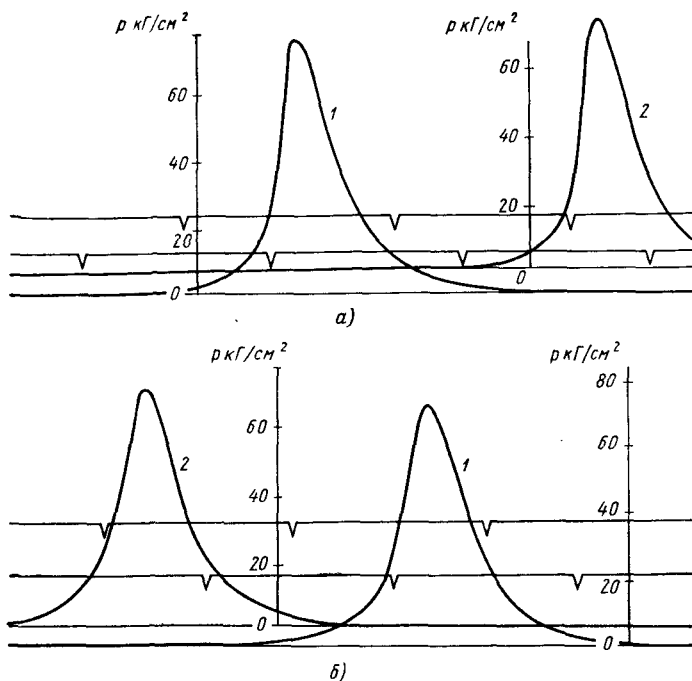


Рис. 126. Осциллограммы рабочего цикла цилиндров двойного действия:

а — верхней камеры сгорания;
 б — нижней камеры сгорания;
 1 и 2 — номера цилиндров

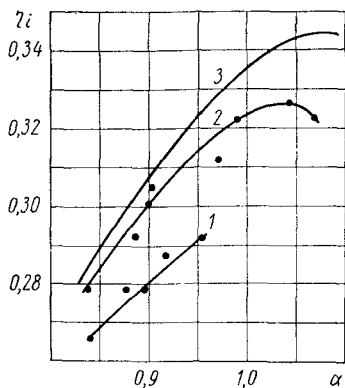


Рис. 127. Изменение индикаторного к. п. д. η_i цилиндров с двусторонним рабочим процессом, достигнутое в процессе доводки:

1 — значения $\eta_i = f(\alpha)$ в начале доводки; 2 — значения $\eta_i = f(\alpha)$ в конце доводки; 3 — теоретическая кривая

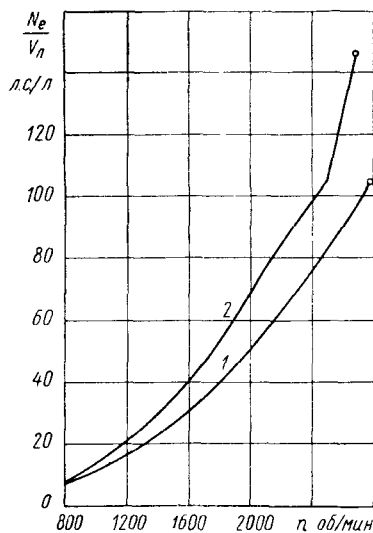


Рис. 128. Удельные параметры, полученные при доводке бесшатунных двигателей ОМ-127РН и требовавшиеся по техническому заданию:

1 — заданный уровень литровой мощности для двигателей М-127; 2 — уровень, достигнутый в процессе доводки отсеков двигателя ОМ-127 и двигателя ОМ-127РН

Достигнутое в результате отработки рабочего процесса изменение суммарного индикаторного к. п. д. в верхних и нижних камерах сгорания двигателя ОМ-127РН по составу смеси показано на рис. 127.

В процессе доводки двигателей ОМ-127РН оказалось возможным по тепловому состоянию их цилиндрово-поршневой группы и прочности бесшатунного механизма применять более высокое давление наддува цилиндров по сравнению с расчетным и благодаря этому иметь более высокую литровую мощность по сравнению с заданной для двигателя М-127.

На рис. 128 показан достигнутый при доводке двигателей ОМ-127РН более высокий уровень литровой мощности во всем диапазоне рабочих чисел оборотов по сравнению с требовавшимся по техническому заданию.

На основании полученных опытных данных была установлена взлетная мощность двигателя М-127К 10 000 л. с. вместо заданной 9000 л. с.

Основные параметры этого двигателя приведены в гл. II. Испытания показали, что двигатели с бесшатунным механизмом обладают значительными резервами для дальнейшего их форсирования по быстроходности и наддуву и получения в результате этого еще более высоких удельных параметров.

§ 24. ОТРАБОТКА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ И ТЕПЛОТДАЧИ В МАСЛО И В ВОДУ ПРИ ДВУСТОРОННЕМ РАБОЧЕМ ПРОЦЕССЕ В ЦИЛИНДРАХ

В бесшатунных двигателях ОМ-127РН и М-127К была применена масляная система охлаждения поршней с принудительной циркуляцией масла по замкнутому контуру. Это позволило в сравнительно короткое время завершить доводку теплового состояния поршней при двустороннем рабочем процессе и обеспечить их длительную надежную работу на всех рабочих режимах двигателей при минимальной теплоотдаче в охлаждающее масло.

Отработка теплового состояния поршней и снижение теплоотдачи от поршней в масло проводились в следующих трех направлениях:

1. Оработка внутрипоршневой системы циркуляции масла с переменными скоростями и коэффициентами теплоотдачи на отдельных участках, обеспечивающими максимальный отвод тепла от наиболее горячих мест и выравнивание температуры на всей поверхности поршней.

2. Подбор более прочных и менее теплопроводных материалов для поршней.

3. Снижение теплоотдачи от поршней в охлаждающее масло.

В результате отработки внутрипоршневой системы циркуляции охлаждающего масла была создана конструкция охлаждаемого

поршня, показанная на рис. 121. Применение в этой конструкции профилированной проставки позволило уменьшить свободный объем в поршнях, заполняемый охлаждающим маслом, организовать движение масла внутри поршней по определенным направлениям и с различной скоростью на отдельных участках, исключить возможность образования в поршнях застойных зон и местных перегревов и отложение кокса на внутренних стенках поршня.

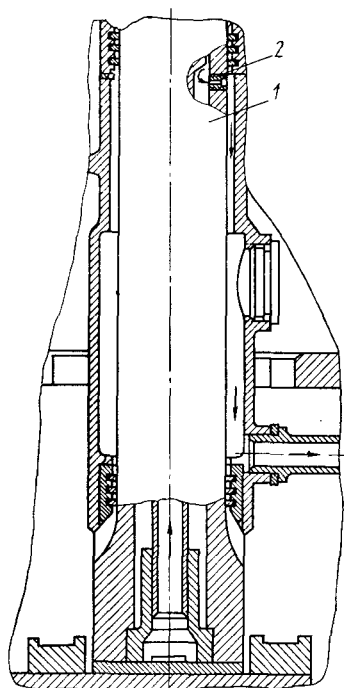


Рис. 129. Маслоотводящее устройство, использованное при отработке теплоотдачи от поршней в охлаждающее масло:

1 — шток; 2 — жиклер

Для изучения теплоотдачи от поршней в охлаждающее масло было создано специальное устройство отвода масла после охлаждения поршней через жиклеры, установленные непосредственно в стержнях поршневых штоков. Испытания проводились на одноцилиндровой установке МБ-1-03 и двигателе ОМ-127РН с изменением в широком диапазоне прокачивания масла через поршни.

Маслоотводящее устройство с уплотнением гладких поршневых штоков в двух поясах с расстоянием между поясами, равным 1,1 хода поршня, показано на рис. 129. Это устройство позволило свести до минимума утечки охлаждающего масла, проходящего через поршни, и легко осуществлять регулирование прокачивания масла через поршни перестановкой жиклеров с различными проходными сечениями.

При доводке масляной системы производились замеры масла, проходящего через отдельные поршни и через весь двигатель. Количество масла, прокачиваемого через каждый испытываемый поршень, замерялось двумя способами: весовым и объемным.

Температура охлаждающего масла замерялась на входе и на выходе из поршня. Тепловое состояние поршней в зависимости от прокачиваемого через них охлаждающего масла контролировалось по выплавлению температурных вставок (температура плавления вставок 345, 363, 380 и 419° С).

При исследовании теплоотдачи от поршней в масло через каждые полчаса работы двигателей отбиралась проба масла на кокс и контролировалась детонация. Отработка экономичности бесшатунных двигателей проводилась с различным составом смеси (α) при параметрах, указанных ниже.

1. Степень сжатия ε в камерах сгорания:		
верхней	6,58
нижней	6,64
2. Фазы газораспределения в камере:		
начало впуска 60° до в. м. т.	65° до н. м. т.
конец впуска 55° после н. м. т.	50° после в. м. т.
начало выпуска 72° до н. м. т.	70° до в. м. т.
конец выпуска 40° после в. м. т.	40° после н. м. т.
3. Угол начала впрыска топлива после соответствующей мертвой точки в процессе всасывания равен 50—55°.		
4. В верхних камерах сгорания установлены форсунки ФБ-127 (5в), в нижних камерах сгорания — ФБ-127 (3Н).		
5. Угол опережения зажигания 30°.		
6. В каждой камере сгорания установлено по две свечи зажигания АС-132, которые расположены диагонально по линии, показанной на рис. 130.		
7. Для смазки и охлаждения поршней применялось масло МС.		
8. При режимной работе двигателей поддерживались постоянными следующие параметры масла и воды:		
Температура масла на входе в двигатель и в поршни	50—55° С
Давление масла (в $\text{кг}/\text{см}^2$):		
на входе в двигатель	9—10
» входе в поршни	12—14
» выходе из поршней после дросселирующих жиклеров	0,5
» входе в топливные насосы НВ	10—11
» входе в механизм газораспределения	3—6
Температура воды (в °С):		
на входе в рубашки цилиндров	70—75
» выходе при перепаде 4—5° С	75—80
Давление воды (в $\text{кг}/\text{см}^2$) на входе в рубашки цилиндров	1,5

Перепад давления воды между входом и выходом по камерам сгорания был отрегулирован таким образом, что в нижних камерах сгорания он был больше, чем в верхних камерах, на 30—40%.

В процессе работы по снижению теплоотдачи от поршней в охлаждающее масло диаметры отверстий жиклеров, дросселирующих выход масла из поршней, изменялись в пределах 2,15—0,6 мм.

При снятии характеристик по составу смеси на номинальном режиме с жиклерами, имеющими диаметры отверстий 2,15—1,5 мм, все температурные вставки остались целыми — не выплавились. Последующие испытания при этих жиклерах проводились с более легкоплавкими температурными вставками, показанными на рис. 130.

Полученная при испытаниях зависимость снижения теплоотдачи от поршней в масло с 0,6 $\text{ккал}/(\text{л. с. мин})$ до 0,105 $\text{ккал}/(\text{л. с. мин})$ путем уменьшения прокачивания через поршни масла показана на рис. 131.

Одновременно с отработкой теплового состояния поршней велись работы по доводке теплового состояния элементов цилиндров и теплоотдачи в воду (рис. 132), а также по снижению теплоотдачи от трущихся элементов двигателя ОМ-127РН в масло.

За год доводочных работ удалось снизить суммарную теплоотдачу в масло от поршней и подшипников двигателя с 0,71 до 0,33 $\text{ккал}/(\text{л. с. мин})$.

Следующий этап обработки цилиндро-поршневой группы имел своей целью уменьшение количества поршневых уплотнительных колец и соответственно уменьшение высоты поршней и цилиндров и снижение потерь мощности, связанных с трением поршневых колец.

Были испытаны поршни с количеством уплотнительных колец от десяти до шести, которые располагались поровну группами у верхнего и нижнего днищ. Испытания проводились при одной работающей камере сгорания. Работа поршней с различным количеством поршневых колец оценивалась по следующим параметрам:

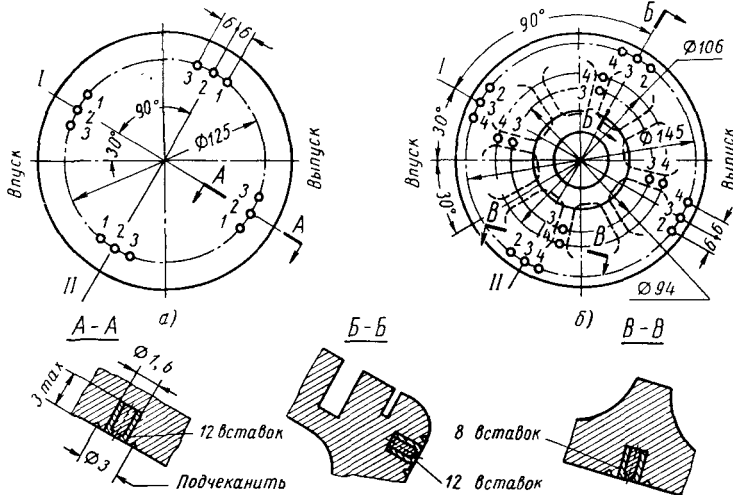


Рис. 130. Расположение температурных вставок в верхнем днище поршней:

а — алюминиевый поршень ОМБ Ш-30-07-30, *б* — стальной поршень № 3-426; *I* — плоскость расположения свечей зажигания; *II* — плоскость расположения заглушек. Режим работы — 0,75 номинальной мощности, $n = 2350$ об/мин; 1 — 345° С; 2 — 363° С; 3 — 419° С

- 1) величине давления сжатия при холодной прокрутке;
- 2) развиваемой мощности;
- 3) величине максимального давления вспышки;
- 4) количеству прорывающихся выпускных газов из работающей камеры сгорания в неработающую;
- 5) количеству масла, попадающего через поршневые кольца в неработающую камеру;
- 6) теплоотдаче от поршня в масло;
- 7) температуре днищ поршня и внутренней его поверхности около колец.

Размещение температурных вставок показано на рис. 133.

Вставки на внутренней поверхности поршня поставлены парно в обоих поясах юбки нижнего днища поршня через 120° и имеют температуру плавления 182 и 228° С. Каждая пара вставок одного пояса смещена относительно пары вставок другого пояса на 60°.

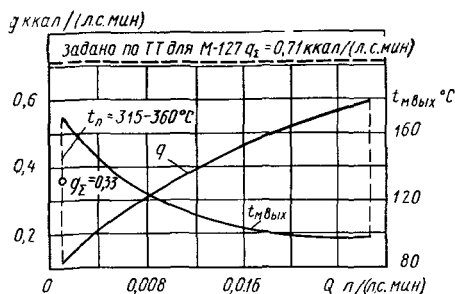


Рис. 131. Графики изменения теплоотдачи от поршней в масло и температуры выходящего масла двигателя ОМ-127РН в зависимости от прокачки Q охлаждающего масла через поршни при работе на режиме $N_{л} = 120$ л. с./л., $P_{вх,масла} = 14$ кг/см²; $t_{вх,масла} = 50^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,8$, $t_{вых. воды} = 75^{\circ}\text{C}$; t_n — температура поршня

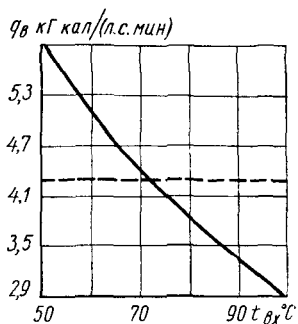


Рис. 132. График изменения теплоотдачи в охлаждающую воду в зависимости от температуры воды на входе в двигатель ОМ-127РН при работе на режиме 0,75 номинальной мощности

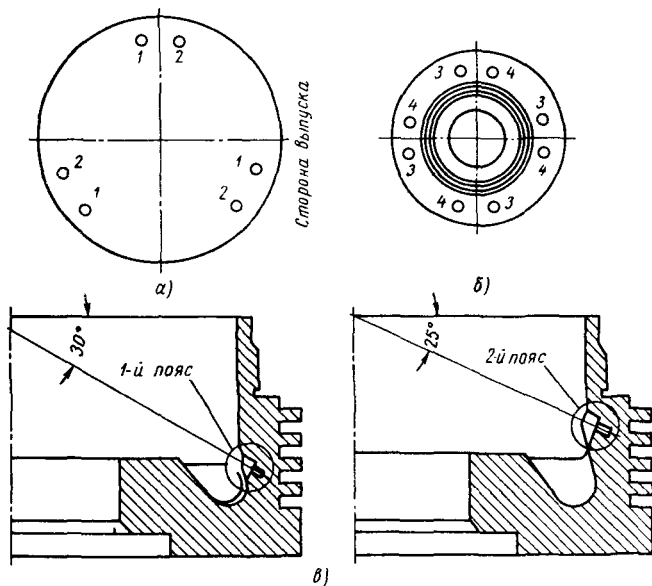


Рис. 133. Размещение температурных вставок на поршнях при испытаниях с различным числом уплотнительных колец: а — верхнее и нижнее днище снаружи; б — гайка; в — нижнее днище внутри; 1 — $t = 312^{\circ}\text{C}$; 2 — $t = 274^{\circ}\text{C}$; 3 — $t = 380^{\circ}\text{C}$; 4 — $t = 419^{\circ}\text{C}$

Испытаниями было установлено, что при изменении числа колец с десяти до шести работа двигателя и поршней не ухудшилась.

Состояние деталей после окончания испытаний как с десятью, так и с шестью кольцами на поршне было одинаковым.

В бесшатунных двигателях ОМ-127РН и М-127К с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах достаточно иметь по три уплотнительных кольца у верхнего и нижнего днищ поршня.

Приложение

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ И РЕАКЦИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В БЕСШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ДВИГАТЕЛЯ ОМ-127

Исходные данные для расчета

1. Восемьцилиндровый четырехтактный двигатель с двусторонним рабочим процессом в цилиндрах.
2. Коленчатый вал неразрезной на трех опорах, $r = 36,5$ мм (см. рис. 112, б).
3. Силы, действующие в механизме, приведены на рис. 91—93.
4. Индикаторная диаграмма действительного цикла двигателя приведена на рис. 1.
5. Диаметр цилиндров $D = 155$ мм.
6. Диаметр штоков $d_{шт} = 47$ мм.

1. Моменты инерции элементов коленчатого вала двигателя ОМ-127

Элементы вала	Моменты инерции в см ⁴	
	при изгибе в плоскости кривошипа	при кручении
Щеки крайние	$i_1 = 150$	$i_{10} = 1000$
» промежуточные	$i_2 = 90$	$i_{20} = 450$
Щеки средние	$i_3 = 180$	$i_{30} = 1300$
Шейки штоковые	$J = 500$	$J_0 = 1000$

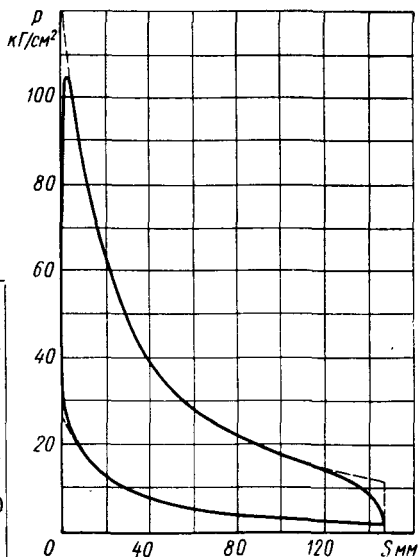


Рис. 1. Индикаторная диаграмма бесшатунного двигателя:
 $N_i = 210$ л. с.; $n = 2800$ об/мин; $P_a = 1700$ мм рт. ст.

7. На каждую штоковую шейку коленчатого вала действуют силы газа четырех камер.
 Для первой штоковой шейки в верхних камерах вспышки происходят при $\alpha = 0$ и 540° , а в нижних камерах — при $\alpha = 180$ и 360° .

По принятому правилу знаков силы газа тех камер, в которых вспышки происходят при $\alpha = 180$ и 540° , имеют отрицательные знаки.

Для второй штоковой шейки в верхних камерах вспышки происходят при $\alpha = 90$ и 270° , а в нижних камерах — при $\alpha = 450$ и 630° .

Силы газа имеют отрицательный знак в тех камерах, в которых вспышки происходят при $\alpha = 270$ и 630° .

Для третьей штоковой шейки силы газа находят смещением сил газа первой шейки на 360° , а для четвертой штоковой шейки смещением сил газа второй штоковой шейки на 360° .

8. Масса коленчатого вала условно считается сосредоточенной в четырех точках пересечения осей штоков с осями штоковых шеек.

9. Масса одного комплекта штока с двумя поршнями и ползуном равна 25 кг.

10. Масса коленчатого вала равна 28,6 кг.

11. Число оборотов вала двигателя $n = 2800$ в минуту.

12. Значения моментов инерции шеек и шеек коленчатого вала, полученные экспериментально, приведены в табл. 1.

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ГАЗА, СИЛ ИНЕРЦИИ И СУММАРНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ ПО ОСИ ЦИЛИНДРОВ, И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ

Силы газа, инерции и суммарные силы. Суммарная сила давления газа на поршни в верхних камерах цилиндров

$$P_{\text{гв}} = \frac{\pi}{4} D^2 p = 188,7p,$$

где p — давление газа, взятое по индикаторной диаграмме, в кг/см^2 .

Суммарная сила давления газа на поршни в нижних камерах цилиндров

$$P_{\text{гн}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{шт}}^2) p = 171,3p.$$

Давление газов p и суммарные силы, действующие на поршни в верхних и нижних камерах сгорания цилиндров, при отсчете угла α от в. м. т. (начало такта расширения) соответствующих поршней приведены в табл. 2.

Порядок работы цилиндров принят следующий:

Верхняя камера первого цилиндра I блока $\alpha = 0^\circ$.

Нижняя камера первого цилиндра I блока $\alpha = 180^\circ$.

Верхняя камера второго цилиндра I блока $\alpha = 360^\circ$.

Нижняя камера второго цилиндра I блока $\alpha = 540^\circ$.

Верхняя камера первого цилиндра II блока $\alpha = 90^\circ$.

Нижняя камера первого цилиндра II блока $\alpha = 630^\circ$.

Верхняя камера второго цилиндра II блока $\alpha = 450^\circ$.

Нижняя камера второго цилиндра II блока $\alpha = 270^\circ$.

Верхняя камера первого цилиндра III блока $\alpha = 540^\circ$.

Нижняя камера первого цилиндра III блока $\alpha = 360^\circ$.

Верхняя камера второго цилиндра III блока $\alpha = 180^\circ$.

Нижняя камера второго цилиндра III блока $\alpha = 0^\circ$.

Верхняя камера первого цилиндра IV блока $\alpha = 270^\circ$.

Нижняя камера первого цилиндра IV блока $\alpha = 450^\circ$.

Верхняя камера второго цилиндра IV блока $\alpha = 630^\circ$.

Нижняя камера второго цилиндра IV блока $\alpha = 90^\circ$.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс: первой и третьей штоковых шеек

$$P_{u1} = P_{u3} = -2r\omega^2 m_n \cos \alpha = 15\,990 \cos \alpha;$$

второй и четвертой штоковых шеек

$$P_{u2} = P_{u4} = -2r\omega^2 m_n \sin \alpha = 15\,990 \sin \alpha.$$

2. Давление газа и суммарные силы давления газа на поршень в верхней и нижней камерах сгорания двигателя ОМ-127

α в град	P в кг/см ²	$P_{\text{гв}}$ в кг	$P_{\text{гн}}$ в кг	α в град	P в кг/см ²	$P_{\text{гв}}$ в кг	$P_{\text{гн}}$ в кг
0	33,5	6 322	5 735	540	2,2	415	377
10	105,3	19 870	18 027	550	2,22	419	380
20	103,1	19 455	17 651	560	2,30	434	394
30	84,5	15 945	14 466	570	2,49	470	426
40	67,0	12 643	11 470	580	2,52	476	431
50	52,6	9 926	9 005	590	2,70	510	462
60	42,2	7 963	7 225	600	3,00	566	514
70	34,0	6 416	5 821	610	3,4	642	582
80	28,5	5 378	4 879	620	3,8	717	650
90	23,9	4 510	4 092	630	4,6	868	788
100	20,5	3 868	3 510	640	5,6	1057	959
110	18,0	3 397	3 082	650	6,7	1264	1147
120	16,0	3 019	2 739	660	8,5	1604	1455
130	14,4	2 717	2 465	670	10,7	2019	1832
140	12,6	2 378	2 157	680	14,0	2642	2397
150	10,7	2 019	1 832	690	17,9	3378	3064
160	8,4	1 585	1 438	700	22,7	4284	3886
170	6,1	1 151	1 044	710	29,0	5472	4965
180	4,0	755	685	720	33,5	6322	5735

Суммарные силы инерции, действующие на опорные подшипники,

$$P'_{u1} = P'_{u3} = -2r\omega^2 \left(m_n + \frac{m_{кв}}{4} \right) \cos \alpha = -20\,470 \cos \alpha;$$

$$P'_{u2} = P'_{u4} = 2r\omega^2 \left(m_n + \frac{m_{кв}}{4} \right) \sin \alpha = 20\,470 \sin \alpha.$$

Значения сил газа, сил инерции и суммарных сил, действующих по оси цилиндров, приведены в табл. 3—8.

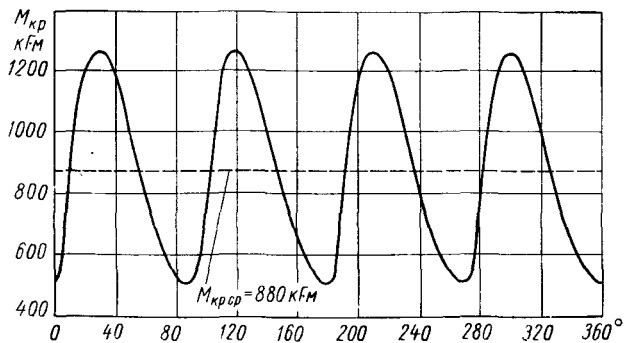


Рис. 2. Крутящий момент двигателя, вычисленный по формулам (38) и (39)

3. Силы газа в $\kappa\Gamma$, действующие на первую штоковую шейку

α в град	I блок		III блок		Суммар- ная сила $P_{\Sigma 1}$ в $\kappa\Gamma$	α в град	I блок		III блок		Суммар- ная сила $P_{\Sigma 1}$ в $\kappa\Gamma$
	$P_{\Sigma B}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma B}$			$P_{\Sigma B}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma B}$	
	$\alpha_{всп}^* = 0^\circ$	$\alpha_{всп} = 180^\circ$	$\alpha_{всп} = 360^\circ$	$\alpha_{всп} = 540^\circ$			$\alpha_{всп}^* = 0^\circ$	$\alpha_{всп} = 180^\circ$	$\alpha_{всп} = 360^\circ$	$\alpha_{всп} = 540^\circ$	
0	6 322	-377	171	-755	5 361	370	189	-171	18 027	-419	17 626
10	19 870	-380	171	-189	19 472	380	189	-171	17 651	-434	17 235
20	19 455	-394	171	-189	19 043	390	189	-171	14 466	-470	14 014
30	15 945	-426	171	-189	15 501	400	189	-171	11 470	-476	11 012
40	12 643	-431	171	-189	12 194	410	189	-171	9 005	-509	8 514
50	9 926	-462	171	-189	9 446	420	189	-171	7 225	-566	6 677
60	7 963	-514	171	-189	7 431	430	189	-171	5 821	-642	5 197
70	6 416	-582	171	-189	5 816	440	189	-171	4 879	-717	4 180
80	5 378	-650	171	-189	4 710	450	189	-171	4 092	-868	3 242
90	4 510	-788	171	-189	3 704	460	189	-171	3 510	-1 057	2 471
100	3 868	-959	171	-189	2 891	470	189	-171	3 082	-1 264	1 836
110	3 397	-1 147	171	-189	2 232	480	189	-171	2 739	-1 604	1 153
120	3 019	-1 455	171	-189	1 546	490	189	-171	2 465	-2 019	464
130	2 717	-1 832	171	-189	867	500	189	-171	2 157	-2 642	-467
140	2 378	-2 397	171	-189	-37	510	189	-171	1 832	-3 378	-1 528
150	2 019	-3 064	171	-189	-1 063	520	189	-171	1 438	-4 284	-2 828
160	1 585	-3 886	171	-189	-2 319	530	189	-171	1 044	-5 472	-4 410

170	1151	-4 965	171	-189	-3 832	540	415	-171	685	-6 322	-5 393
180	755	-5 735	377	-189	-4 792	550	419	-171	171	-19 870	-19 451
190	189	-18 027	380	-189	-17 647	560	434	-171	171	-19 455	-19 021
200	189	-17 651	394	-189	-17 257	570	470	-171	171	-15 945	-15 475
210	189	-14 466	426	-189	-14 040	580	476	-171	171	-12 643	-12 167
220	189	-11 470	431	-189	-11 039	590	510	-171	171	-9 926	-9 416
230	189	-9 005	462	-189	-8 543	600	566	-171	171	-7 963	-7 397
240	189	-7 225	514	-189	-6 711	610	642	-171	171	-6 416	-5 774
250	189	-5 821	582	-189	-5 239	620	717	-171	171	-5 378	-4 661
260	189	-4 879	650	-189	-4 229	630	868	-171	171	-4 510	-3 642
270	189	-4 092	788	-189	-3 304	640	1 057	-171	171	-3 868	-2 811
280	189	-3 510	959	-189	-2 551	650	1 264	-171	171	-3 397	-2 133
290	189	-3 082	1 147	-189	-1 935	660	1 604	-171	171	-3 019	-1 415
300	189	-2 739	1 455	-189	-1 284	670	2 019	-171	171	-2 717	-698
310	189	-2 465	1 832	-189	-633	680	2 642	-171	171	-2 378	264
320	189	-2 157	2 397	-189	240	690	3 378	-171	171	-2 019	1 359
330	189	-1 832	3 064	-189	1 232	700	4 284	-171	171	-1 585	2 699
340	189	-1 438	3 886	-189	2 448	710	5 472	-171	171	-1 151	4 321
350	189	-1 044	4 965	-189	3 921	720	6 322	-377	171	-755	5 361
360	189	-685	5 735	-415	4 824						

$\alpha_{всп}$ — угол поворота вала, при котором происходит воспламенение рабочей смеси.

4. Силы газа в кг, действующие на третью штоковую шейку

α в град	I блок		III блок		Суммар- ная сила $P_{\Sigma 3}$	α в град	I блок		III блок		Суммар- ная сила $P_{\Sigma 3}$
	$P_{\Sigma \theta}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma H}$	$ P_{\Sigma \theta} $			$P_{\Sigma \theta}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma H}$	$P_{\Sigma \theta}$	
	$\alpha_{всп} = 360^\circ$	$\alpha_{всп} = 540^\circ$	$\alpha_{всп} = 0^\circ$	$\alpha_{всп} = 180^\circ$			$\alpha_{всп} = 360^\circ$	$\alpha_{всп} = 540^\circ$	$\alpha_{всп} = 0^\circ$	$\alpha_{всп} = 180^\circ$	
0	189	-685	5 735	-415	4 824	370	19 870	-380	171	-189	19 472
10	189	-171	18 027	-419	17 626	380	19 455	-394	171	-189	19 043
20	189	-171	17 651	-434	17 235	390	15 945	-426	171	-189	15 501
30	189	-171	14 466	-470	14 014	400	12 643	-431	171	-189	12 194
40	189	-171	11 470	-476	11 012	410	9 926	-462	171	-189	9 446
50	189	-171	9 005	-509	8 514	420	7 963	-514	171	-189	7 431
60	189	-171	7 225	-566	6 677	430	6 416	-582	171	-189	5 816
70	189	-171	5 821	-642	5 197	440	5 378	-650	171	-189	4 710
80	189	-171	4 879	-717	4 180	450	4 510	-788	171	-189	3 704
90	189	-171	4 092	-868	3 242	460	3 868	-959	171	-189	2 891
100	189	-171	3 510	-1 057	2 471	470	3 397	-1 147	171	-189	2 232
110	189	-171	3 082	-1 264	1 836	480	3 019	-1 455	171	-189	1 546
120	189	-171	2 739	-1 604	1 153	490	2 717	-1 832	171	-189	867
130	189	-171	2 465	-2 019	461	500	2 378	-2 397	171	-189	-37
140	189	-171	2 157	-2 642	-467	510	2 019	-3 064	171	-189	-1 063
150	189	-171	1 832	-3 378	-1 528	520	1 585	-3 886	171	-189	-2 319

160	189	-171	1 438	-4 284	-2 828	530	1 151	-4 965	171	-189	-3 832
170	189	-171	1 044	-5 472	-4 410	540	755	-5 735	377	-189	-4 792
180	415	-171	685	-6 322	-5 393	550	189	-18 027	380	-189	-17 647
190	419	-171	171	-19 870	-19 451	560	189	-17 651	394	-189	-17 257
200	434	-171	171	-19 455	-19 021	570	189	-14 466	426	-189	-14 040
210	470	-171	171	-15 945	-15 475	580	189	-11 470	431	-189	-11 039
220	476	-171	171	-12 643	-12 167	590	189	-9 005	462	-189	-8 543
230	510	-171	171	-9 926	-9 416	600	189	-7 225	514	-189	-6 711
240	566	-171	171	-7 963	-7 397	610	189	-5 821	582	-189	-5 239
250	642	-171	171	-6 416	-5 774	620	189	-4 879	650	-189	-4 229
260	717	-171	171	-5 378	-4,661	630	189	-4 092	788	-189	-3 304
270	868	-171	171	-4 510	-3 642	640	189	-3 510	959	-189	-2 551
280	1 057	-171	171	-3 868	-2 811	650	189	-3 082	1 147	-189	-1 935
290	1 264	-171	171	-3 397	-2 133	660	189	-2 739	1 455	-189	-1 284
300	1 604	-171	171	-3 019	-1 415	670	189	-2 465	1 832	-189	633
310	2 019	-171	171	-2 717	-698	680	189	-2 157	2 397	-189	240
320	2 642	-171	171	-2 378	264	690	189	-1 832	3 064	-189	1 232
330	3 378	-171	171	-2 019	1 359	700	189	-1 438	3 886	-189	2 448
340	4 284	-171	171	-1 585	2 699	710	189	-1 044	4 965	-189	3 921
350	5 472	-171	171	-1 151	4 321	720	189	-685	5 735	-415	4 824
360	6 322	-377	171	-755	5 361						

5. Силы инерции и суммарные силы в кг, действующие по оси цилиндров первого и третьего блоков

α в град	$P_{u_I} = P_{u_{III}}$	$P_{e_I} + P_{u_I} = P_I$	$P_{e_{III}} + P_{u_{III}} = P_{III}$	$P'_I = P_{e_I} + P_{u_I}$	$P'_{III} = P_{e_{III}} + P_{u_{III}}$	α в град	$P_{u_I} = P_{u_{III}}$	$P_{e_I} + P_{u_I} = P_I$	$P_{e_{III}} + P_{u_{III}} = P_{III}$	$P'_I = P_{e_I} + P_{u_I}$	$P'_{III} = P_{e_{III}} + P_{u_{III}}$
0	-15 990	-10 630	-11 166	-15 110	-15 650	370	-15 747	1 879	3 725	-2 530	-690
10	-15 747	3 725	1 879	-690	-2 530	380	-15 026	2 209	4 017	-1 990	-190
20	-15 026	4 017	2 209	-190	-1 990	390	-13 847	167	1 654	-3 710	-2 220
30	-13 847	1 654	167	-2 200	-3 710	400	-12 248	-1 236	-54	-4 670	-3 490
40	-12 248	-54	-1 236	-3 490	-4 670	410	-10 278	-1 764	-832	-4 650	-3 710
50	-10 278	-832	-1 764	-3 710	-4 650	420	-7 995	-1 318	-564	-3 550	-2 800
60	-7 995	-564	-1 318	-2 800	-3 550	430	-5 468	-271	348	-1 800	-1 180
70	-5 468	348	-271	-1 180	-1 800	440	-2 776	1 404	1 934	630	1 160
80	-2 776	1 934	1 404	1 160	630	450	0	3 242	3 704	3 240	3 704
90	0	3 704	3 240	3 704	3 240	460	2 776	5 247	5 667	6 020	6 440
100	2 776	5 667	5 247	6 440	6 020	470	5 468	7 304	7 700	8 840	9 230
110	5 468	7 700	7 304	9 230	8 840	480	7 995	9 148	9 541	11 380	11 780
120	7 995	9 541	9 148	11 780	11 380	490	10 278	10 742	11 145	13 620	14 030
130	10 278	11 145	10 742	14 030	13 620	500	12 248	11 781	12 211	15 210	15 640
140	12 248	12 211	11 781	15 640	15 210	510	13 847	12 319	12 784	16 190	16 660
150	13 847	12 784	12 319	16 660	16 190	520	15 026	12 198	12 707	16 400	16 910

160	15 026	12 707	12 198	16 910	16 400	530	15 747	11 337	11 915	15 750	16 330
170	15 747	11 915	11 337	16 330	15 750	540	15 990	10 597	11 198	15 080	15 680
180	15 990	11 198	10 597	15 680	15 080	550	15 747	-3 704	-1 900	710	2 510
190	15 747	-1 900	-3 704	2 510	710	560	15 026	-3 995	-2 231	210	1 970
200	15 026	-2 231	-3 995	1 970	210	570	13 847	-1 628	-193	2 245	3 680
210	13 847	-193	-1 628	3 680	2 245	580	12 248	81	1 209	3 510	4 640
220	12 248	1 209	81	4 640	3 510	590	10 278	862	1 735	3 740	4 620
230	10 278	1 735	862	4 620	3 740	600	7 995	598	1 284	2 830	3 520
240	7 995	1 284	598	3 520	2 830	610	5 468	-306	229	1 230	1 760
250	5 468	229	-306	1 760	1 230	620	2 776	-1 885	-1 453	-1 110	-680
260	2 776	-1 453	-1 885	-680	-1 110	630	0	-3 642	-3 304	-3 640	-3 304
270	0	-3 304	-3 640	-3 304	-3 640	640	-2 776	-5 587	-5 327	-6 360	-6 100
280	-2 776	-5 327	-5 587	-6 100	-6 360	650	-5 468	-7 601	-7 403	-9 130	-8 935
290	-5 468	-7 403	-7 601	-8 935	-9 130	660	-7 995	-9 410	-9 279	-11 650	-11 510
300	-7 995	-9 279	-9 410	-11 510	-11 640	670	-10 278	-10 976	-10 911	-13 860	-13 790
310	-10 278	-10 911	-10 976	-13 790	-13 860	680	-12 248	-11 984	-12 008	-15 420	-15 440
320	-12 248	-12 008	-11 984	-15 440	-15 420	690	-13 847	-12 488	-12 615	-16 360	-16 490
330	-13 847	-12 615	-12 488	-16 490	-16 360	700	-15 026	-12 327	-12 578	-16 530	-16 780
340	-15 026	-12 578	-12 327	-16 780	-16 530	710	-15 747	-11 426	-11 826	-15 840	-16 240
350	-15 747	-11 826	-11 426	-16 240	-15 840	720	-15 990	-10 630	-11 166	-15 110	-15 650
360	-15 990	-11 166	-10 630	-15 650	-15 110						

6. Силы газа в $\kappa\Gamma$, действующие на вторую штоковую шейку

α в град	$P_{\varepsilon\theta}$	$P_{\varepsilon\theta}$	P_{ε_H}	P_{ε_H}	Суммар- ная сила P_{ε_2}	α в град	$P_{\varepsilon\theta}$	$P_{\varepsilon\theta}$	P_{ε_H}	P_{ε_H}	Суммар- ная сила P_{ε_2}
	$\alpha_{всп} = 90^\circ$	$\alpha_{всп} = 270^\circ$	$\alpha_{всп} = 450^\circ$	$\alpha_{всп} = 630^\circ$			$\alpha_{всп} = 90^\circ$	$\alpha_{всп} = 270^\circ$	$\alpha_{всп} = 450^\circ$	$\alpha_{всп} = 630^\circ$	
0	868	-189	171	-4 092	-3 242	370	189	-3 868	959	-171	-2 891
10	1 057	-189	171	-3 510	-2 471	380	189	-3 397	1 147	-171	-2 232
20	1 264	-189	171	-3 082	-1 836	390	189	-3 019	1 455	-171	-1 546
30	1 604	-189	171	-2 739	-1 153	400	189	-2 717	1 832	-171	-867
40	2 019	-189	171	-2 465	-464	410	189	-2 378	2 397	-171	37
50	2 642	-189	171	-2 157	467	420	189	-2 019	3 064	-171	1 063
60	3 378	-189	171	-1 832	1 528	430	189	-1 585	3 886	-171	2 319
70	4 284	-189	171	-1 438	2 828	440	189	-1 151	4 965	-171	3 832
80	5 472	-189	171	-1 044	4 410	450	189	-755	5 735	-377	4 792
90	6 322	-415	171	-685	5 393	460	189	-189	18 027	-380	17 647
100	19 870	-419	171	-171	19 451	470	189	-189	17 651	-394	17 257
110	19 455	-434	171	-171	19 021	480	189	-189	14 466	-426	14 040
120	15 945	-470	171	-171	15 475	490	189	-189	11 470	-431	11 039
130	12 643	-476	171	-171	12 167	500	189	-189	9 005	-462	8 543
140	9 926	-509	171	-171	9 417	510	189	-189	7 225	-514	6 711
150	7 963	-566	171	-171	7 397	520	189	-189	5 821	-582	5 239

160	6 416	-642	171	-171	5 774	530	189	-189	4 879	-650	4 229
170	5 378	-717	171	-171	4 661	540	189	-189	4 092	-788	3 304
180	4 510	-868	171	-171	3 642	550	189	-189	3 510	-959	2 551
190	3 868	-1 057	171	-171	2 811	560	189	-189	3 082	-1 147	1 935
200	3 397	-1 264	171	-171	2 133	570	189	-189	2 739	-1 455	1 284
210	3 019	-1 604	171	-171	1 415	580	189	-189	2 465	-1 832	633
220	2 717	-2 019	171	-171	698	590	189	-189	2 157	-2 397	-240
230	2 378	-2 642	171	-171	-264	600	189	-189	1 832	-3 064	-1 232
240	2 019	-3 378	171	-171	-1 359	610	189	-189	1 438	-3 886	-2 448
250	1 585	-4 284	171	-171	-2 699	620	189	-189	1 044	-4 965	-3 921
260	1 151	-5 472	171	-171	-4 321	630	415	-189	685	-5 735	-4 824
270	755	-6 322	371	-171	-5 361	640	419	-189	171	-18 027	-17 626
280	189	-19 870	380	-171	-19 472	650	434	-189	171	-17 651	-17 235
290	189	-19 455	394	-171	-19 043	660	470	-189	171	-14 466	-14 014
300	189	-15 945	426	-171	-15 501	670	476	-189	171	-11 470	-11 012
310	189	-12 643	431	-171	-12 194	680	510	-189	171	-9 005	-8 513
320	189	-9 926	462	-171	-9 446	690	566	-189	171	-7 225	-6 677
330	189	-7 963	514	-171	-7 431	700	642	-189	171	-5 821	-5 197
340	189	-6 416	582	-171	-5 816	710	717	-189	171	-4 879	-4 180
350	189	-5 378	650	-171	-4 710	720	868	-189	171	-4 092	-3 242
360	189	-4 510	788	-171	-3 704						

7. Силы газа в кГ, действующие на четвертую штоковую шейку

α в град	$P_{\rho\theta}$	$P_{\rho\theta}$	$P_{\rho H}$	$P_{\rho H}$	Суммар- ная сила $P_{\rho 4}$	α в град	$P_{\rho\theta}$	$P_{\rho\theta}$	$P_{\rho H}$	$P_{\rho H}$	Суммар- ная сила $P_{\rho 4}$
	$\alpha_{всп} = 450^\circ$	$\alpha_{всп} = 630^\circ$	$\alpha_{всп} = 90^\circ$	$\alpha_{всп} = 270^\circ$			$\alpha_{всп} = 450^\circ$	$\alpha_{всп} = 630^\circ$	$\alpha_{всп} = 90^\circ$	$\alpha_{всп} = 270^\circ$	
0	189	-4 510	788	-171	-3 704	370	1 057	-189	171	-3 510	-2 471
10	189	-3 868	959	-171	-2 891	380	1 264	-189	171	-3 082	-1 836
20	189	-3 397	1 147	-171	-2 232	390	1 604	-189	171	-2 739	-1 153
30	189	-3 019	1 455	-171	-1 546	400	2 019	-189	171	-2 465	-464
40	189	-2 717	1 832	-171	-867	410	2 642	-189	171	-2 157	467
50	189	-2 378	2 397	-171	37	420	3 378	-189	171	-1 832	1 528
60	189	-2 019	3 064	-171	1 063	430	4 284	-189	171	-1 438	2 828
70	189	-1 585	3 886	-171	2 319	440	5 472	-189	171	-1 044	4 410
80	189	-1 151	4 965	-171	3 832	450	6 322	-415	171	-685	5 393
90	189	-775	5 735	-377	4 792	460	19 870	-419	171	-171	19 451
100	189	-189	18 027	-380	17 647	470	19 455	-434	171	-171	19 021
110	189	-189	17 651	-394	17 257	480	15 945	-470	171	-171	15 475
120	189	-189	14 466	-426	14 040	490	12 643	-476	171	-171	12 167
130	189	-189	11 470	-431	11 039	500	9 926	-509	171	-171	9 417
140	189	-189	9 005	-462	8 543	510	7 963	-566	171	-171	7 397
150	189	-189	7 225	-514	6 711	520	6 416	-642	171	-171	5 774

160	189	-189	5 821	-582	5 239	530	5 378	-717	171	-171	4 661
170	189	-189	4 879	-650	4 229	540	4 510	-868	171	-171	3 642
180	189	-189	4 092	-788	3 304	550	3 868	-1 057	171	-171	2 811
190	189	-189	3 510	-959	2 551	560	3 397	-1 264	171	-171	2 133
200	189	-189	3 082	-1 147	1 935	570	3 019	-1 604	171	-171	1 415
210	189	-189	2 739	-1 455	1 283	580	2 717	-2 019	171	-171	698
220	189	-189	2 465	-1 832	633	590	2 378	-2 642	171	-171	-264
230	189	-189	2 157	-2 397	-240	600	2 019	-3 378	171	-171	-1 359
240	189	-189	1 832	-3 064	-1 232	610	1 585	-4 284	171	-171	-2 699
250	189	-189	1 438	-3 886	-2 448	620	1 151	-5 472	171	-171	-4 321
260	189	-189	1 044	-4 965	-3 921	630	755	-6 322	377	-171	-5 361
270	415	-189	685	-5 735	-4 824	640	189	-19 870	380	-171	-19 472
280	419	-189	171	-18 027	-17 626	650	189	-19 455	394	-171	-19 043
290	434	-189	171	-17 651	-17 235	660	189	-15 945	426	-171	-15 501
300	470	-189	171	-14 466	-14 014	670	189	-12 643	431	-171	-12 194
310	476	-189	171	-11 470	-11 012	680	189	-9 926	462	-171	-9 446
320	510	-189	171	-9 005	-8 513	690	189	-7 963	514	-171	-7 431
330	566	-189	171	-7 225	-6 677	700	189	-6 416	582	-171	-5 816
340	642	-189	171	-5 821	-5 997	710	189	-5 378	650	-171	-4 710
350	717	-189	171	-4 879	-4 180	720	189	-4 510	788	-171	-3 704
360	868	-189	171	-4 092	-3 242						

8. Силы инерции и суммарные силы в кг, действующие по оси цилиндров второго и четвертого блоков

α в град	$P_{u_{II}} =$ $= P_{u_{IV}}$	$P_{z_{II}} +$ $+ P_{u_{II}} =$ $= P_{II}$	$P_{z_{IV}} +$ $+ P_{u_{IV}} =$ $= P_{IV}$	$P'_{II} =$ $= P'_{z_{II}} +$ $+ P'_{u_{II}}$	$P'_{IV} =$ $= P'_{z_{IV}} +$ $+ P'_{u_{IV}}$	α в град	$P_{u_{II}} =$ $= P_{u_{IV}}$	$P_{z_{II}} +$ $+ P_{u_{II}} =$ $= P_{II}$	$P_{z_{IV}} +$ $+ P_{u_{IV}} =$ $= P_{IV}$	$P'_{II} =$ $= P'_{z_{II}} +$ $+ P'_{u_{II}}$	$P'_{IV} =$ $= P'_{z_{IV}} +$ $+ P'_{u_{IV}}$
0	0	-3 240	-3 704	-3 240	-3 704	370	-2 776	-5 667	-5 247	-6 440	-6 020
10	-2 776	-5 247	-6 557	-6 020	-6 440	380	-5 468	-7 700	-7 304	-9 230	-8 840
20	-5 468	-7 304	-7 700	-8 840	-9 230	390	-7 995	9 541	-9 148	-11 780	-11 380
30	-7 995	-9 148	-9 541	-11 380	-11 780	400	-10 278	-11 145	-10 742	-14 030	-13 620
40	-10 278	-10 742	-11 145	-13 620	-14 030	410	-12 248	-12 211	-11 781	-15 640	-15 210
50	-12 248	-11 781	-12 211	-15 210	-15 640	420	-13 847	-12 784	-12 319	-16 660	-16 190
60	-13 847	-12 319	-12 784	-16 190	-16 660	430	-15 026	-12 707	-12 198	-16 910	-16 400
70	-15 026	-12 198	-12 707	-16 400	-16 910	440	-15 747	-11 915	-11 337	-16 330	-15 750
80	-15 747	-11 337	-11 915	-15 750	-16 330	450	-15 990	-11 193	-10 597	-15 680	-15 080
90	-15 990	-10 597	-11 198	-15 080	-15 680	460	-15 747	1 900	3 704	-2 510	-710
100	-15 747	3 704	1 900	-710	-2 510	470	-15 026	2 231	3 995	-1 970	-210
110	-15 026	3 995	2 231	-210	-1 970	480	-13 847	193	1 628	-3 680	-2 245
120	-13 847	1 628	193	-2 245	-3 680	490	-12 248	-1 209	-81	-4 640	-3 510
130	-12 248	-81	-1 209	-3 510	-4 640	500	-10 278	-1 735	-861	-4 620	-3 740
140	-10 278	-861	-1 735	-3 740	-4 620	510	-7 995	-1 284	-598	-3 520	-2 830
150	-7 995	-598	-1 284	-2 830	-3 520	520	-5 468	-229	306	-1 760	-1 230

160	-5 468	306	-229	-1 230	-1 760	530	-2 776	1 453	1 885	680	1 110
170	-2 776	1 885	1 453	1 110	680	540	0	3 304	3 642	3 304	3 640
180	0	3 642	3 304	3 640	3 340	550	2 776	5 327	5 587	6 100	6 360
190	2 776	5 587	5 327	6 360	6 100	560	5 468	7 403	7 601	8 935	9 130
200	5 468	7 610	7 403	9 130	8 935	570	7 995	9 279	9 410	11 510	11 640
210	7 995	9 410	9 279	11 650	11 510	580	10 278	10 911	10 976	13 790	13 860
220	10 278	10 976	10 911	13 860	13 790	590	12 248	12 008	11 984	15 440	15 420
230	12 248	11 984	12 008	15 420	15 440	600	13 847	12 615	12 488	16 490	16 360
240	13 847	12 488	12 615	16 360	16 490	610	15 026	12 578	12 327	16 780	16 530
250	15 026	12 327	12 578	16 530	16 780	620	15 747	11 826	11 426	16 240	15 840
260	15 747	11 426	11 826	15 840	16 240	630	15 990	11 166	10 630	15 650	15 110
270	15 990	10 630	11 166	15 110	15 650	640	15 747	-1 879	3 725	2 530	690
280	15 747	-3 725	-1 879	690	2 530	650	15 026	-220	-4 017	1 990	190
290	15 026	-4 017	-2 209	190	1 990	660	13 847	-16	-1 654	3 710	2 220
300	13 847	-1 654	-167	2 220	3 710	670	12 248	1 236	54	4 670	3 490
310	12 248	54	1 236	3 490	4 670	680	10 278	1 765	832	4 650	3 710
320	10 278	832	1 765	3 710	4 650	690	7 995	1 318	564	3 550	2 800
330	7 995	564	1 318	2 800	3 550	700	5 468	271	-348	1 800	1 180
340	5 468	-348	271	1 180	1 800	710	2 776	-140	-1 934	-630	-1 160
350	2 776	-1 934	-1 404	-1 160	-630	720	0	-3 242	-3 704	-3 240	-3 704
360	0	-3 704	-3 240	-3 704	-3 242						

Крутящий момент двигателя. Значения тангенциального усилия $T_{рез}$ и крутящего момента $M_{дв}$ двигателя, вычисленные по формулам (38) и (39), приведены в табл. 9.

9. Тангенциальные силы $T_{рез}$ и крутящий момент $M_{дв}$ двигателя ОМ-127

α в град	$T_{рез}$ в кг	$M_{дв}$ в кг·м	α в град	$T_{рез}$ в кг	$M_{дв}$ в кг·м
0, 90, 180, 270	13 890	507	50, 140, 230, 320	26 820	980
10, 100, 190, 280	23 550	860	60, 150, 240, 330	21 900	800
20, 110, 200, 290	32 500	1185	70, 160, 250, 340	17 250	630
30, 120, 210, 300	34 300	1250	80, 170, 260, 350	14 650	535
40, 130, 220, 310	31 800	1160	90, 180, 270, 360	13 890	507

На рис. 2 дан график $M_{дв} = f(\alpha)$.

Планиметрированием найдена площадь, ограниченная кривой моментов, равная 158 см^2 , по которой определена средняя величина крутящего момента:

$$M_{дв,ср} = \frac{158}{0,18} = 880 \text{ кг·м.}$$

Число 0,18 — масштаб диаграммы момента.

Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{M_{дв,ср} 2\pi n}{60 \cdot 75} = \frac{880 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 2800}{60 \cdot 75} = 3440 \text{ л. с.}$$

Индикаторная мощность по тепловому расчету

$$N_i = i (N_{iв} + N_{iн}) = 8 (221 + 200) = 3370 \text{ л. с.},$$

где $N_{iв}$, $N_{iн}$ — индикаторные мощности верхних и нижних камер сгорания.

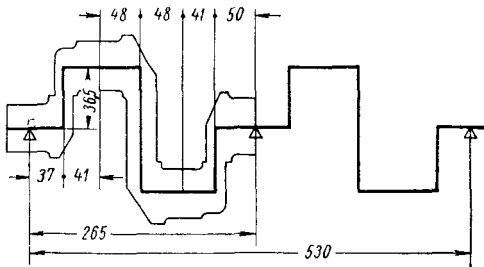


Рис. 3. Расчетная схема коленчатого вала

Таким образом, ошибка в определении $M_{дв,ср}$ составляет 2%.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЛИЯНИЯ a_{ij} , b_i , c_i , c'_i

Основные расчетные размеры трехопорного коленчатого вала приведены на рис. 3.

Эпюры изгибающих моментов от единичных сил, приложенных к серединам штоковых шеек, r даны на рис. 4.

Коэффициенты влияния в плоскости кривошипов определяют сначала в предположении, что коленчатый вал не имеет средней опоры.

Обозначим коэффициенты влияния коленчатого вала без средней опоры через a'_{ij} , тогда коэффициент a'_{11} находят умножением эпюры рис. 4, a на эпюру этого же рис. 4, a ; коэффициент a'_{12} — умножением эпюр рис. 4, a и b ; коэффициент a'_{13} — умножением эпюр рис. 4, a и $в$; коэффициент a'_{14} — умножением эпюр

рис. 4, а и г; коэффициент a'_{22} — умножением эюры рис. 4, б на эюру этого же рис. 4, б; коэффициент a'_{23} — умножением эюр рис. 4, б и в.

В результате умножения эюр получаем

$$Ea'_{11} = \frac{7,8 \cdot 45,2 (53^2 - 45,2^2 - 7,8^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + \frac{3,155^2 \cdot 3,65}{150} + \frac{5,947^2 \cdot 7,3}{90} + \frac{4,637^2 \cdot 3,65}{180} + \frac{3,165^2 \cdot 3,65}{180} + \frac{1,855^2 \cdot 7,3}{90} + \frac{0,5446^2 \cdot 3,65}{150} = 5,600;$$

$$\begin{aligned} -Ea'_{12} &= \frac{7,8 \cdot 35,6 (53^2 - 35,6^2 - 7,8^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + \frac{3,155 \cdot 3,65 \cdot 2,488}{150} + \frac{5,947 \cdot 7,3 \cdot 8,47}{90} + \frac{4,637 \cdot 3,65 \cdot 10,33}{180} + \frac{3,165 \cdot 3,65 \cdot 7,05}{180} + \frac{1,855 \cdot 7,3 \cdot 4,133}{90} + \frac{0,5446 \cdot 3,65 \cdot 1,214}{150} = \\ &= 8,920; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ea'_{13} &= \frac{7,8 \cdot 17,4 (53^2 - 17,4^2 - 7,8^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + \frac{3,155 \cdot 3,65 \cdot 1,214}{150} + \frac{5,947 \cdot 7,3 \cdot 4,133}{90} + \frac{4,637 \cdot 3,65 \cdot 7,05}{180} + \frac{3,165 \cdot 3,65 \cdot 10,33}{180} + \frac{1,855 \cdot 7,3 \cdot 8,47}{90} + \frac{0,5446 \cdot 3,65 \cdot 2,488}{150} = \\ &= 6,800; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ea'_{14} &= \frac{7,8^2 (53^2 - 7,8^2 - 7,8^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + 2 \left(\frac{3,155 \cdot 3,65 \cdot 0,5446}{150} + \frac{1,855 \cdot 7,3 \cdot 5,947}{90} + \frac{4,637 \cdot 3,65 \cdot 3,165}{180} \right) = \\ &= 3,493; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ea'_{22} &= \frac{17,4 \cdot 35,6 (53^2 - 35,6^2 - 17,4^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + \frac{2,488^2 \cdot 3,65}{150} + \frac{8,47^2 \cdot 7,3}{90} + \frac{10,33^2 \cdot 3,65}{180} + \frac{7,05^2 \cdot 3,65}{180} + \frac{4,133^2 \cdot 7,3}{90} + \\ &+ \frac{1,214^2 \cdot 3,65}{150} = 15,393; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ea'_{23} &= \frac{17,4^2 (53^2 - 17,4^2 - 17,4^2)}{6 \cdot 53 \cdot 500} + 2 \left(\frac{1,214 \cdot 3,65 \cdot 2,488}{150} + \frac{4,133 \cdot 7,3 \cdot 8,47}{90} + \frac{10,33 \cdot 7,05 \cdot 3,65}{180} \right) = 12,99. \end{aligned}$$

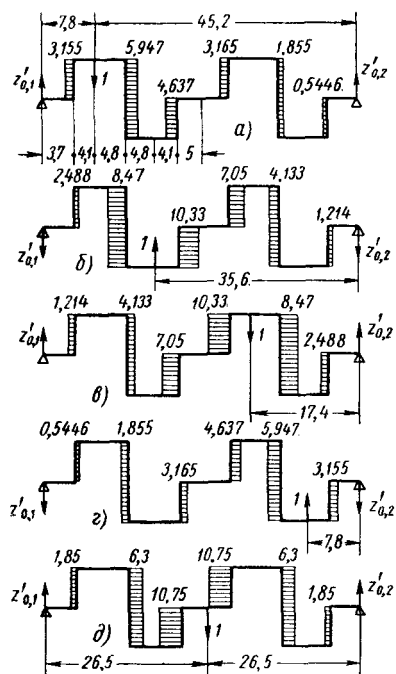


Рис. 4. Эюры изгибающих моментов колчатого вала от радиальных единичных сил, приложенных к серединам штоковых шеек:

а — к первой; б — ко второй; в — к третьей; г — к четвертой; д — к средней опорной шейке

Чтобы учесть среднюю опору, к средней опорной шейке коленчатого вала прикладывается единичная сила. Прогибы от нее в серединах штоковых шеек обозначим через a'_{i5} ($i = 1, 2, 3, 4$), а в середине коленчатого вала — через a'_{55} .

При симметричном коленчатом вале

$$a'_{15} = -a'_{45} \text{ и } a'_{25} = -a'_{35}.$$

Коэффициент a'_{55} находят умножением эюры рис. 4, δ на эюру этого же рис. 4, δ ; коэффициент a'_{15} — умножением эюр рис. 4, a и δ ; коэффициент a'_{25} — умножением эюр рис. 4, δ и b .

Тогда

$$\begin{aligned} Ea'_{55} &= \frac{26,5^2 (53^2 - 26,5^2 - 26,5^2)}{6 \cdot 500 \cdot 53} + \\ &+ 2 \left(\frac{1,85^2 \cdot 3,65}{150} + \frac{6,3^2 \cdot 7,3}{90} + \frac{10,75^2 \cdot 3,65}{180} \right) = 17,51; \\ Ea'_{15} &= \frac{26,5 \cdot 7,8 (53^2 - 7,8^2 - 26,5^2)}{6 \cdot 500 \cdot 53} + \frac{1,85 \cdot 3,155 \cdot 3,65}{150} + \\ &+ \frac{6,3 \cdot 5,947 \cdot 7,3}{90} + \frac{10,75 \cdot 4,637 \cdot 3,65}{180} + \frac{10,75 \cdot 3,165 \cdot 3,65}{180} + \\ &+ \frac{6,3 \cdot 1,855 \cdot 7,3}{90} + \frac{1,85 \cdot 0,5466 \cdot 3,65}{150} = 8,51; \\ -Ea'_{25} &= \frac{26,5 \cdot 17,4 (53^2 - 26,5^2 - 17,4^2)}{6 \cdot 500 \cdot 53} + \frac{1,85 \cdot 2,488 \cdot 3,65}{150} + \\ &+ \frac{6,3 \cdot 8,47 \cdot 7,3}{90} + \frac{10,75 \cdot 10,33 \cdot 3,65}{180} + \frac{10,75 \cdot 7,05 \cdot 3,65}{180} + \\ &+ \frac{6,3 \cdot 4,133 \cdot 7,3}{90} + \frac{1,85 \cdot 1,214 \cdot 3,65}{150} = 15,62. \end{aligned}$$

Если принять для реакции средней опоры Z_o за положительное направление ее действие вверх, то

$$\begin{aligned} Z_o = \frac{1}{a'_{55}} (a'_{15}Z_1 + a'_{25}Z_2 - a'_{25}Z_3 - a'_{15}Z_4) &= 0,486 (Z_1 - Z_4) + \\ &+ 0,892 (Z_3 - Z_2). \end{aligned}$$

При наличии средней опоры коэффициенты влияния

$$\begin{aligned} a_{11} &= a'_{11} - \frac{(a'_{15})^2}{a'_{55}} = 1,464; & a_{12} &= a'_{12} - \frac{a'_{15}a'_{25}}{a'_{55}} = -1,330; \\ a_{13} &= a'_{13} + \frac{a'_{15}a'_{25}}{a'_{55}} = 0,790; & a_{14} &= a'_{14} + \frac{(a'_{15})^2}{a'_{55}} = 0,643; \\ a_{22} &= a'_{22} - \frac{(a'_{25})^2}{a'_{55}} = 1,463; & a_{23} &= a'_{23} + \frac{(a'_{25})^2}{a'_{55}} = 0,940. \end{aligned}$$

По формулам (27) находим

$$\begin{aligned} a_1 &= a_{11} - a_{31} = 1,464 + 0,790 = 2,254; \\ a_2 &= a_{12} - a_{32} = -1,330 - 0,940 = -2,270; \\ a_3 &= a_{13} - a_{33} = -0,790 - 1,463 = -2,253; \\ a_4 &= a_{14} - a_{34} = 0,643 + 1,33 = 1,973; \\ a'_1 &= a_{21} - a_{41} = -1,33 - 0,643 = -1,973; \\ a'_2 &= a_{22} - a_{42} = 1,463 + 0,790 = 2,253; \\ a'_3 &= a_{23} - a_{43} = 0,94 + 1,33 = 2,270; \\ a'_4 &= a_{24} - a_{44} = -0,790 - 1,46 = -2,254. \end{aligned}$$

Реакцию средней опоры вследствие действия системы сил T_1, T_2, T_3, T_4 находят из условия, что эта реакция должна уничтожить прогиб, создаваемый системой сил T_i .

Построим эпюры изгибающих и крутящих моментов, возникающих вследствие действия системы сил T_i для коленчатого вала, имеющего две опоры (рис. 5, а), и эпюры изгибающих и крутящих моментов, возникающих под действием единичной силы, приложенной к средней опорной шейке двухопорного коленчатого вала (рис. 5, б).

Умножая эпюры рис. 5, б одну на другую, получим прогиб δ_6 средней опорной шейки, возникающий под действием единичной силы, приложенной к той же опорной шейке:

$$\begin{aligned} E\delta_6 &= 2 \left[\frac{26,5 \cdot 13,25^2}{3 \cdot 500} + \right. \\ &+ \frac{E}{G} \left(\frac{1,85^2 \cdot 3,65}{1000} + \frac{6,3^2 \cdot 7,3}{450} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{10,75^2 \cdot 3,65}{1300} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1,825^2 \cdot 8,9 \cdot 2}{1000} \right) \left. \right] = 11,66. \end{aligned}$$

Перемножая эпюры рис. 5, а и б, получим прогиб $\delta_6 \sum T_i$ средней опорной шейки двухопорного коленчатого вала под действием системы сил $\sum T_i$:

$$\begin{aligned} E\delta_6 \sum T_i &= \frac{1}{500} \left\{ \frac{7,8^2 T'_{01} \cdot 3,9}{3} + \right. \\ &+ \frac{9,6}{6} [7,8 T'_{01} (7,8 + 8,7) + 17,4 T'_{01} - 9,6 T_1 (17,4 + 3,9)] + \\ &\quad \left. + \frac{9,1}{6} [(17,4 T'_{01} - 9,6 T_1) (17,4 + 13,25) + \right. \end{aligned}$$

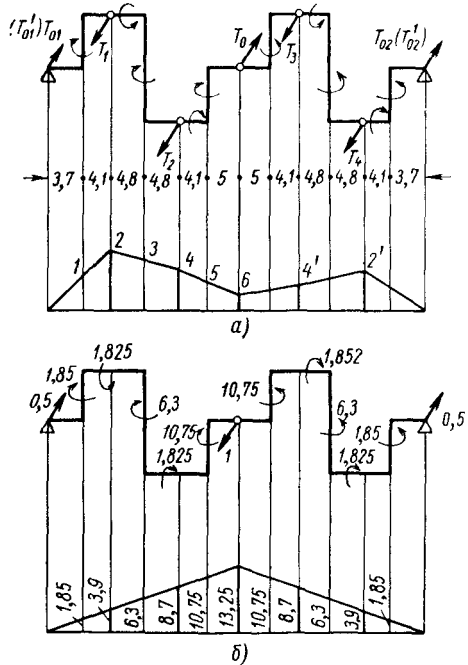


Рис. 5. Эпюры изгибающих и крутящих моментов коленчатого вала от действия тангенциальных сил:

а — T_i , приложенных к штоковым шейкам;
б — единичной силы, приложенной к средней опорной шейке

$$\begin{aligned}
& + (21,5T'_{o1} - 13,7T_1 - 4,1T_2)(26,5 + 8,7) + \frac{7,8^2 \cdot 3,9T'_{o2}}{3} \Big] + \\
& + \frac{9,6}{6} [7,8T'_{o2}(7,8 + 8,7) + (17,4T'_{o2} - 9,6T_4)(17,4 + 3,9)] + \\
& + \frac{9,1}{6} (17,4T'_{o2} - 9,6T_4)(17,4 + 13,25) + \\
& + (21,5T'_{o2} - 13,7T_4 - 4,1T_3)(26,5 + 8,7) \Big\} + \\
& + \frac{E}{G} \left[\frac{3,7 \cdot 3,65 \cdot 1,85T'_{o1}}{1000} + \frac{(12,6T'_{o1} - 4,8T_1) 7,3 \cdot 6,3}{450} + \right. \\
& + \frac{(21,5T'_{o1} - 13,7T_1 - 4,1T_2) 3,65 \cdot 10,75}{1300} + \\
& + \frac{10,75 (21,5T'_{o2} - 13,7T_4 - 4,1T_3) 3,65}{1300} + \\
& + (12,6T'_{o2} - 4,8T_4) 7,3 \cdot 6,3 + \frac{3,7 \cdot 3,65 \cdot 1,85T'_{o2}}{1000} + \\
& + \frac{3,65 \cdot 8,9 \cdot 1,825T'_{o1}}{1000} + \frac{3,65T'_{o2} \cdot 8,9 \cdot 1,825}{1000} + \\
& \left. + \frac{(3,65T'_{o1} - 7,3T_1) 8,9 \cdot 1,825}{1000} + \frac{(3,65T'_{o2} - 7,3T_4) 8,9 \cdot 1,825}{1000} \right],
\end{aligned}$$

где $T'_{o1} = 0,8528T_1 + 0,672T_2 + 0,328T_3 + 0,1472T_4$;

$T'_{o2} = 0,1472T_1 + 0,328T_2 + 0,672T_3 + 0,8528T_4$.

Подставляя значения T'_{o1} и T'_{o2} в выражение для прогибов, после преобразования получим

$$E\delta_6 \sum T_i = (5,446T_1 + 10,38T_2 + 10,38T_3 + 5,446T_4).$$

Реакция средней опоры от действия системы сил $\sum T_i$

$$T_o = \frac{-\delta_6 \sum T_i}{\delta_6} = 0,467T_1 + 0,890T_2 + 0,890T_3 + 0,467T_4.$$

Чтобы определить коэффициенты c_i , c'_i и b_i для трехопорного коленчатого вала, нужно заменить его двухопорным, приложив к двухопорному валу, кроме системы сил $\sum_{i=1,2,3,4} T_i$, реакцию средней опоры T_o .

Реакции крайних опор [см. уравнения (36) и (37)]

$$T_{o1} = T'_{o1} - \frac{T_o}{2} = 0,6193T_1 + 0,2270T_2 + 0,1170T_3 - 0,0863T_4;$$

$$T_{o2} = T'_{o2} - \frac{T_o}{2} = 0,0863T_1 - 0,1170T_2 + 0,2270T_3 + 0,6193T_4.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов трехопорного коленчатого вала от действия системы сил $\sum T_i$ будут такими же, как на рис. 5, а, если реакции крайних опор принять равными T_{o1} и T_{o2} вместо T'_{o1} и T'_{o2} и, кроме сил $i = 1, 2, 3, 4$, приложить к коленчатому валу силу T_o .

Для определения прогибов $\theta_1 - \theta_3$ к первой и третьей штоковым шейкам двухопорного коленчатого вала прикладываются противоположно направленные единичные силы.

Эпюры изгибающих и крутящих моментов от действия единичных сил представлены на рис. 6.

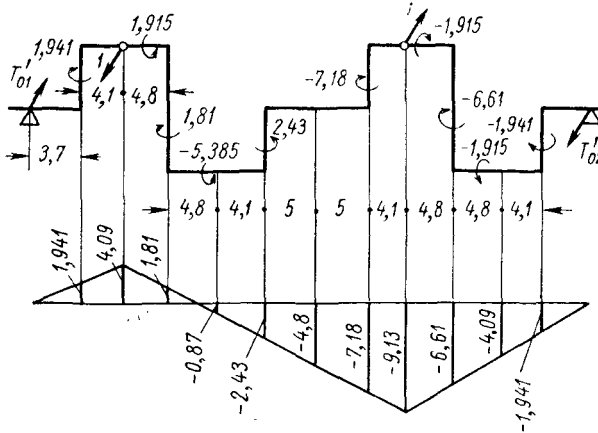


Рис. 6. Эпюры изгибающих и крутящих моментов коленчатого вала от действия тангенциальных единичных сил, приложенных к первой и третьей штоковым шейкам

Умножая эпюры рис. 6 на эпюры рис. 5, а, получим

$$\begin{aligned}
 E(\theta_1 - \theta_3) = & \frac{1}{500} \left\{ \frac{7,8^2 \cdot 4,09 \cdot T'_{o1}}{3} + \frac{9,6}{6} [7,8T'_{o1} (8,18 - 0,47) + \right. \\
 & + (17,4T'_{o1}) (-2 \cdot 0,47 + 4,09)] + \frac{9,1}{6} [(26,5T'_{o1} - 18,7T_1 - \\
 & - 9,1T_2) (-2 \cdot 4,8 - 0,47) + (17,4T'_{o1} - 9,6T_1) (-2 \cdot 0,47 - 4,8) - \\
 & \left. - \frac{7,8^2 \cdot 4,09T'_{o2}}{3} \right] - \frac{9,6}{6} [7,8T'_{o2} (2 \cdot 4,09 + 9,13) + \\
 & + (17,4T'_{o2} - 9,6T_4) (2 \cdot 9,13 + 4,09)] - \frac{9,1}{6} [(26,5T'_{o1} - 18,7T_1 - \\
 & - 9,1T_2) (2 \cdot 4,8 + 9,13) + (17,4T'_{o2} - 9,6T_4) (2 \cdot 9,13 + 4,8)] + \\
 & + \frac{E}{G} \left[\frac{3,65 \cdot 1,941 \cdot 3,7T'_{o1}}{1000} + \frac{(12,6T'_{o1} - 4,8T_1) 7,3 \cdot 1,81}{450} - \right.
 \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \frac{(21,5T'_{o1} - 13,7T_1 - 4,1T_2) \cdot 3,65 \cdot 2,43}{1300} - \frac{3,7 \cdot 3,65 \cdot 1,941T'_{o2}}{1000} \\ & \frac{(12,6T'_{o2} - 4,8T_4) \cdot 7,3 \cdot 6,61}{450} - \frac{(21,5T'_{o2} - 13,7T_4 - 4,1T_3) \cdot 3,65 \cdot 7,18}{1300} \end{aligned} \right\} +$$

$$+ \frac{E}{G} \left[\frac{3,65T'_{o1} \cdot 8,9 \cdot 1,915}{1000} - \frac{5,385 \cdot 8,9 (3,65T'_{o1} - 7,3T_1)}{1000} - \frac{3,65T'_{o2} \cdot 8,9 \cdot 1,915}{1000} - \frac{1,915 \cdot 8,9 (3,65T'_{o2} - 7,3T_4)}{1000} \right].$$

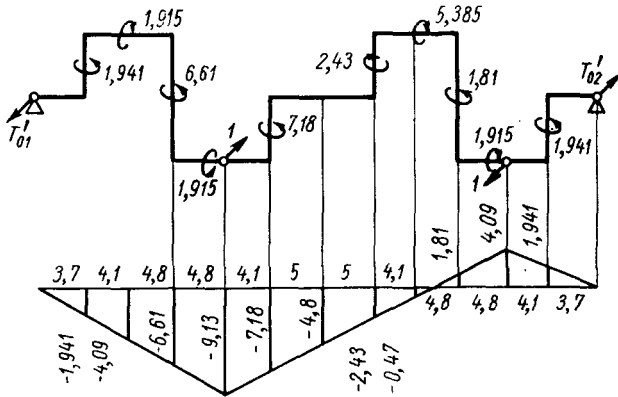


Рис. 7. Эпюры изгибающих и крутящих моментов коленчатого вала от действия тангенциальных единичных сил, приложенных ко второй и четвертой штоковым шейкам

После преобразований получим

$$E(\theta_1 - \theta_3) = -1,731T'_{o1} - 8,142T'_{o2} + 2,496T_1 + 0,8675T_2 + 0,2165T_3 + 3,76T_4.$$

Используя значения реакций T'_{o1} и T'_{o2} , получим окончательно

$$E(\theta_1 - \theta_3) = 2,13T_1 + 1,43T_2 - 1,435T_3 - 1,125T_4,$$

откуда

$$c_1 = 2,13; c_2 = 1,43; c_3 = -1,435; c_4 = -1,125.$$

Для определения прогибов $\theta_2 - \theta_4$ ко второй и четвертой шейкам двухопорного коленчатого вала прикладывают противоположно направленные единичные силы.

Эпюры изгибающих и крутящих моментов от действия этих сил показаны на рис. 7:

$$\begin{aligned} -E(\theta_2 - \theta_4) &= \frac{1}{500} \left\{ \frac{7,8^2 T'_{o2} \cdot 4,09}{3} + \frac{9,6}{6} [7,8T'_{o2} (8,18 - 0,47) + \right. \\ & \quad \left. + (17,4T'_{o2} - 9,6T_4) (-2 \cdot 0,47 + 4,09)] + \right. \\ & \quad \left. + \frac{9,1}{6} [(17,4T'_{o2} - 9,6T_4) (-2 \cdot 0,47 - 4,08)] + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + [(26,5T'_{o2} - 18,7T_4 - 9,1T_3) (-2,4,8 - 0,47)] - \\
& - \frac{7,8^2 \cdot 4,09 \cdot T'_{o1}}{3} \cdot \frac{9,6}{6} [7,8T'_{o1} (2 \cdot 4,09 + 9,13) + (17,4T'_{o1} - \\
& - 9,6T_1) (2 \cdot 9,13 + 4,09)] - \frac{9,1}{6} [(26,5T'_{o2} - 18,7T_4 - 9,1T_3) (2 \cdot 4,8 + 9,13) + \\
& + (17,4T'_{o1} - 9,6T_1) (2 \cdot 9,13 + 4,8)] \Big\} +
\end{aligned}$$

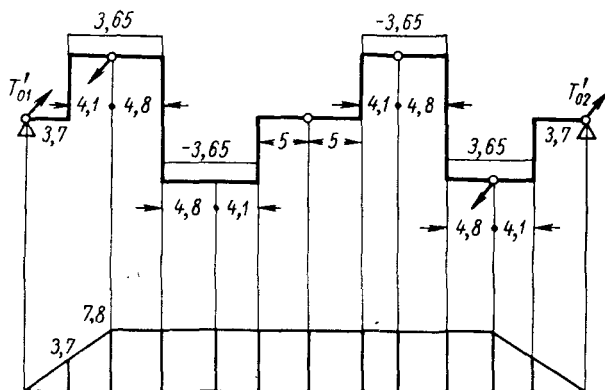


Рис. 8. Эпюры изгибающих и крутящих моментов колечатого вала от действия тангенциальных единичных сил, приложенных к первой и четвертой штоковым шейкам

$$\begin{aligned}
& + \frac{E}{G} \left[\frac{1,941 \cdot 3,65T'_{o2} \cdot 3,7}{1000} + \frac{1,81 \cdot 7,3 (12,6T'_{o2} - 4,8T_4)}{450} - \right. \\
& - \frac{1}{1300} 3,65 \cdot 2,43 (21,5T'_{o2} - 13,7T_4 - 4,1T_3) - \\
& - \frac{1}{1000} 3,7 \cdot 3,65 \cdot 1,941T'_{o1} - \frac{(12,6T'_{o1} - 4,8T_1) 7,3 \cdot 6,61}{450} - \\
& \left. - \frac{7,18 \cdot 3,65 (21,5T'_{o1} - 13,7T_1 - 4,1T_2)}{1300} \right] + \frac{E}{G} \left[\frac{8,9 \cdot 3,65T'_{o2} \cdot 1,915}{1000} - \right. \\
& - \frac{5,385 \cdot 8,9 (3,65T'_{o2} - 7,3T_4)}{1000} - \frac{3,65T'_{o1} \cdot 8,9 \cdot 1,915}{1000} - \\
& \left. - \frac{1,915 \cdot 8,9 (3,65T'_{o1} - 7,3T_1)}{1000} \right] = -1,731T'_{o2} - 8,142T'_{o1} + 2,496T_4 + \\
& + 0,8675T_3 + 0,2165T_2 + 3,76T_1.
\end{aligned}$$

Исключив реакции T'_{o1} и T'_{o2} по формулам (36) и (37), получим окончательно

$$\begin{aligned} -E(\theta_2 - \theta_4) &= -(c'_1 T_1 + c'_2 T_2 + c'_3 T_3 + c'_4 T_4) = \\ &= -1,125T_1 - 1,435T_2 + 1,430T_3 + 2,13T_4, \end{aligned}$$

откуда $c'_1 = 1,125$; $c'_2 = 1,435$; $c'_3 = -1,43$; $c'_4 = -2,13$.

Для определения $E(\theta_1 - \theta_4)$ к первой и четвертой штоковым шейкам двух-опорного коленчатого вала прикладывают одинаково направленные единичные силы.

Эпюры моментов от действия этих сил даны на рис. 8.

Умножая эпюры рис. 8 на эпюры рис. 5, а, получим

$$\begin{aligned} E(\theta_1 - \theta_4) &= E(b_1 T_1 + b_2 T_2 + b_3 T_3 + b_4 T_4) = \\ &= \frac{1}{500} \left[\frac{7,8^3 T'_{o1}}{3} + \frac{9,6 \cdot 7,8 (25,2 T'_{o1} - 9,6 T_1)}{2} + \right. \\ &+ \frac{9,1 \cdot 7,8 (43,9 T'_{o1} - 28,3 T_1 - 9,1 T_2)}{2} + \frac{7,8^3 T'_{o2}}{3} + \frac{9,6 \cdot 7,8 (25,2 T'_{o2} - 9,6 T_4)}{2} + \\ &\left. + \frac{9,1 \cdot 7,8 (43,9 T'_{o2} - 28,3 T_4 - 9,1 T_3)}{2} \right] + \frac{E}{G} \left[\frac{3,7^2 T'_{o1} \cdot 3,65}{1000} + \right. \\ &+ \frac{(12,6 T'_{o1} - 4,8 T_1) 7,3 \cdot 7,8}{450} + \frac{(21,5 T'_{o1} - 13,7 T_1 - 4,1 T_2) 3,65 \cdot 7,8}{1300} + \\ &+ \frac{3,7^2 T'_{o2} \cdot 3,65}{1000} + \frac{(12,6 T'_{o2} - 4,8 T_4)}{450} 7,3 \cdot 7,8 + \\ &\left. + \frac{(21,5 T'_{o2} - 13,7 T_4 - 4,1 T_3) 3,65 \cdot 7,8}{1300} \right] + \frac{E}{G} \left[\frac{8,9 \cdot 3,65^2 T'_{o1}}{1000} - \right. \\ &- \frac{8,9 (3,65 T'_{o1} - 7,3 T_1) 3,65}{1000} + \frac{8,9 \cdot 3,65^2 T'_{o2}}{1000} - \\ &\left. - \frac{8,9 (3,65 T'_{o2} - 7,3 T_4) 3,65}{1000} \right] = 1,30T_1 + 0,315T_2 + 0,315T_3 + 1,30T_4. \end{aligned}$$

Отсюда найдем коэффициенты b_i ; $b_1 = 1,30$; $b_2 = 0,315$; $b_3 = 0,315$; $b_4 = 1,30$.

§ 3. РЕШЕНИЕ КАНОНИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ И СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В БЕСШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Определение величины реакций направляющих. Системы канонических уравнений для определения реакций направляющих приведены в § 17.

Коэффициенты влияния определены в § 2 приложения.

Подставляя значения коэффициентов влияния в систему уравнения (26), получим коэффициенты и свободные члены уравнений для различных углов α при неизвестных реакциях X_i . Величины этих коэффициентов приведены в табл. 10.

10. Значения коэффициентов в системе уравнений (26) для трехпорного неразрезного коленчатого вала

α в град	Первое уравнение			Второе уравнение				
	Коэффициенты при		Свободный член	Коэффициенты при				Свободный член
	X_1, X_3	X_2, X_4		X_1	X_2	X_3	X_4	
0	1,000	0,000	6 944	2,13	0,00	-1,435	0,00	-460
30	0,866	-0,500	17 100	2,161	-0,364	-1,639	0,367	-4100
60	0,500	-0,866	10 930	2,223	-0,364	-2,049	0,367	-5120
90	0,000	-1,00	6 944	2,254	0,00	-2,253	0,00	-3290
120	-0,500	-0,866	17 100	2,223	0,364	-2,049	-0,367	-1545
150	-0,866	-0,500	10 930	2,161	0,364	-1 639	-0,367	-4770
180	-1,000	0,000	6 944	2,13	0,00	-1,435	0,00	1480
210	-0,866	0,500	17 100	2,161	-0,364	-1,639	0,367	4320
240	-0,500	0,866	10 930	2,223	-0,364	-2,049	0,367	5470
270	0,000	1,000	6 944	2,254	0,00	-2,253	0,00	3420
300	0,500	0,866	17 100	2,223	0,364	-2,049	-0,367	1540
330	0,866	0,500	10 930	2,161	0,364	-1,639	-0,367	4750
360	1,000	0,000	6 944	2,13	0,00	-1,435	0,00	-1650

α в град	Третье уравнение					Четвертое уравнение				
	Коэффициенты при				Свободный член	Коэффициенты при				Свободный член
	X_1	X_2	X_3	X_4		X_1	X_2	X_3	X_4	
0	0,00	2,253	0,00	-2,254	5720	0,00	-0,79	0,00	1,464	-11 090
30	-0,367	2,049	0,364	-2,222	7170	0,912	-0,733	-0,480	1,372	-8 030
60	-0,367	1,639	0,364	-2,162	6920	1,372	-0,480	-0,733	0,912	-11 970
90	0,00	1,435	0,00	-2,13	-460	1,464	0,00	-0,790	0,00	-9 980
120	0,367	1,639	-0,364	-2,162	-3500	1,372	0,480	-0,733	-0,912	-5 750
150	0,367	2,049	-0,364	-2,222	-4820	0,912	0,733	-0,480	-1,372	-11 450
180	0,00	2,253	0,00	-2,254	-3290	0,00	0,79	0,000	-1,464	-9 980
210	-0,367	2,049	0,364	-2,222	-1645	-0,912	0,733	0,480	-1,372	-5 940
240	-0,367	1,639	0,364	-2,162	-4835	-1,372	0,48	0,733	-0,912	-11 740
270	0,00	1,435	0,00	-2,13	1480	-1,464	0,00	0,790	0,00	-10 040
300	0,367	1,639	-0,364	-2,162	4285	-1,372	-0,48	0,733	0,912	-5 900
330	0,367	2,049	-0,364	-2,222	5460	-0,912	-0,733	0,480	1,372	-11 750
360	0,00	2,253	0,00	-2,254	3420	0,00	-0,79	0,00	1,464	-10 040

Так, например, при $\alpha = 30^\circ$ система уравнений (26) будет иметь вид (см. значения коэффициентов в табл. 10)

$$\begin{aligned} 0,866X_1 - 0,5X_2 + 0,866X_3 - 0,5X_4 &= 17\,100; \\ 2,161X_1 - 0,364X_2 - 1,639X_3 + 0,367X_4 &= -4100; \\ -0,367X_1 - 2,049X_2 + 0,364X_3 - 2,222X_4 &= 7170; \\ 0,912X_1 - 0,733X_2 - 0,480X_3 + 1,372X_4 &= -8030. \end{aligned}$$

11. Значения реакций X_i направляющих в кг

α в град	X_1	X_2	X_3	X_4
0	2 665	-10 950	4 275	-13 490
30	3 180	-7 880	6 250	-10 000
60	-9 150	-10 990	-7 490	-11 240
90	-13 110	-4 275	-11 650	-2 665
120	-9 220	-5 960	-9 770	-2 820
150	-10 760	7 720	-11 720	9 400
180	-2 380	11 640	-4 560	13 100
210	-2 720	9 570	-6 280	9 000
240	9 430	11 650	7 430	10 700
270	13 040	4 560	11 520	2 380
300	9 070	6 230	9 750	2 645
330	10 700	-7 455	11 700	-9 520
360	2 330	-11 600	4 610	-13 120

Корни этой системы уравнений находят вычислением детерминантов четвертого порядка или путем последовательного исключения неизвестных. Для $\alpha = 30^\circ$ $X_1 = 3180$; $X_2 = -7880$; $X_3 = 6250$; $X_4 = -10\,000$ кг. Аналогично определяют реакции в направляющих X_i для других значений угла α .

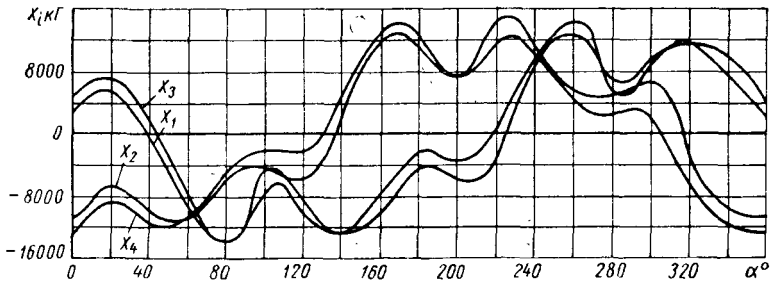


Рис. 9. Изменение реакций направляющих в зависимости от угла поворота центральных опор бесшатунного механизма

Численные значения реакций X_i для трехопорного неразрезного коленчатого вала приведены в табл. 11, через каждые 30° угла поворота кривошипов.

Графики изменения реакций X_i в зависимости от α для трехопорного неразрезного коленчатого вала приведены на рис. 9.

Определение сил, действующих на подшипники и шейки коленчатого вала бесшатунного механизма, и построение векторных диаграмм усилий в кинематических парах. Зная X_i и P_i , можно определить усилия, действующие на штоковые подшипники и штоковые шейки коленчатого вала $P_{ni} = P_{ui}$, и равнодействующие

щие сил, приложенных к центрам штоковых шеек $K_{ши}$ и нагружающих опорные шейки коленчатого вала и их подшипники:

$$P_{ni} = P_{ui} = \sqrt{X_i^2 + P_i^2};$$

$$K_{ши} = \sqrt{X_i^2 + P_i^2};$$

где P_i и P_i' — силы, действующие по оси цилиндров соответственно без учета и с учетом силы инерции массы коленчатого вала.

Значения усилий P_{ni} и $K_{ши}$ в зависимости от угла α приведены в табл. 12.

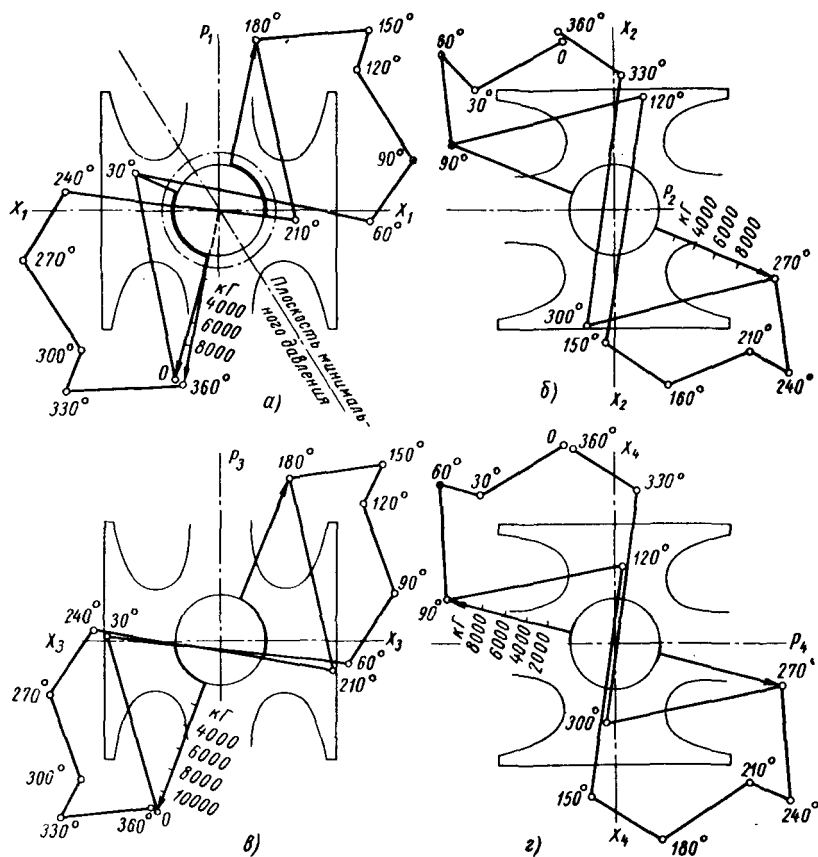


Рис. 10. Векторные диаграммы усилий, действующих на штоковые подшипники: а — на первый; б — на второй; в — на третий, г — на четвертый

На рис. 10 приведены векторные диаграммы усилий P_{ni} , действующих на подшипники штоков, а на рис. 11 — на штоковые шейки трехопорного неразрезного коленчатого вала. Максимальные и средние удельные давления на накладки ползунов штоков приведены в табл. 13.

Удельные давления на подшипники всех штоковых шеек примерно одинаковые и равны: $K_{\max} \approx 385 \text{ кг/см}^2$; $K_{\text{ср}} = 246 \text{ кг/см}^2$.

**12. Силы P_{ni} и K_{wi} , нагружающие штоковые
и опорные подшипники коленчатого вала (в кг)**

α в град	P_{n1}^*	K_{w1}	P_{n2}	K_{w2}	P_{n3}	K_{w3}	P_{n4}	K_{w4}
0	10 950	15 380	11 420	11 400	11 960	16 250	13 990	13 960
30	3 586	3 860	12 070	13 820	6 252	7 265	13 820	15 450
60	9 160	9 580	16 510	19 600	7 606	8 290	17 020	20 100
90	13 610	13 610	11 430	15 670	12 090	12 100	11 510	15 900
120	13 220	14 950	6 179	6 370	13 380	15 000	2 827	4 640
150	16 700	19 830	7 744	8 230	17 000	19 960	9 488	10 050
180	11 370	15 860	12 200	12 180	11 530	15 760	13 510	13 500
210	2 720	4 580	13 420	15 100	6 488	6 680	12 920	14 620
240	9 500	10 150	17 080	20 050	7 454	7 950	16 540	19 680
270	13 400	13 450	11 560	15 780	12 080	12 050	11 410	15 810
300	12 940	14 660	6 446	6 630	13 550	15 200	2 651	4 550
330	16 540	19 700	7 476	7 960	17 110	20 100	9 611	10 150
360	11 400	15 820	12 190	12 200	11 590	15 820	13 510	13 500

* Индексы 1—4 обозначают номера штоковой шейки.

Компоненты равнодействующей силы K_{wi} в плоскости Z_i звена ACB и в плоскости, перпендикулярной к плоскости T_i звена ACB , вычисляют по формулам (28). Значения сил Z_i и T_i для различных углов α приведены в табл. 14.

Компоненты реакцй опор в плоскости кривошипов коленчатого вала z_i и в перпендикулярной плоскости t_i определяются по формулам (33)—(35).

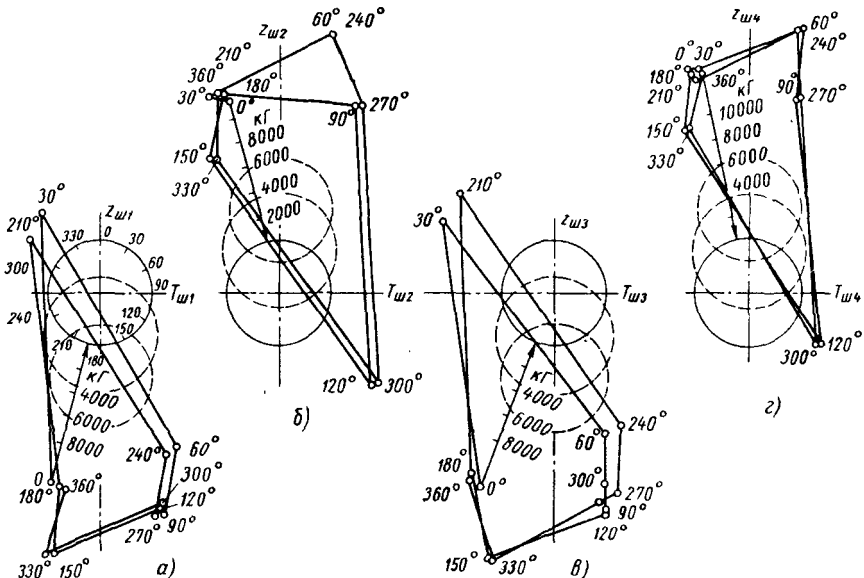


Рис. 11. Векторные диаграммы усилий, действующих на штоковые шейки коленчатого вала:

а — на первую; б — на вторую; в — на третью; г — на четвертую

13. Удельные давления на накладки ползунов в кг/см²

Удельное давление	Штсковая шейка			
	первая	вторая	третья	четвертая
K_{\max}	160	142	143	165
$K_{\text{ср}}$	90	104	100	100

14. Радиальные Z_i и тангенциальные T_i компоненты равнодействующей силы $K_{\text{шп}}$ в кг

α в град	Радиальные силы				Тангенциальные силы			
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	T_1	T_2	T_3	T_4
0	-15 110	-10 950	-15 650	-13 490	2665	3240	4275	3704
30	-315	-12 510	-85	-14 550	3850	5920	7265	5200
60	-9 320	-19 515	-8 275	-20 050	-2155	-1455	-675	-1420
90	-13 100	-15 080	-11 650	-15 680	-3704	-4275	-3240	-2665
120	-13 890	1 040	-14 150	-1 780	-5590	-6280	-4970	-4280
150	-19 810	-8 115	-19 880	-9 910	1020	1410	2055	1650
180	-15 680	-11 640	-15 080	-13 100	2380	3640	4560	3304
210	-1 830	-14 125	1 200	-13 560	4195	5305	6560	5470
240	-9 930	-20 000	-7 850	-19 630	-1665	-1920	-1265	-1015
270	-13 040	-15 110	-11 520	-15 650	-3304	-4560	-3640	-2380
300	-13 605	1 195	-14 270	-1 890	-5435	-6510	-5205	-4145
330	-19 630	-7 860	-20 020	-10 020	1025	1305	1950	1690
360	-15 650	-11 600	-15 110	-13 120	2330	3704	4610	3240

Так, например, компоненты реакции для средней опоры z_2 :

$$z_2 = \frac{1}{a'_{55}} (a'_{15}Z_1 + a'_{25}Z_2 - a'_{25}Z_3 + a'_{15}Z_4) =$$

$$= 0,486 (Z_1 - Z_4) + 0,892 (Z_3 - Z_2).$$

Значения z_i и t_i для первой, второй и третьей коренных опорных шеек:

$$z_1 = 0,6098Z_1 - 0,226Z_2 - 0,118Z_3 + 0,0958Z_4;$$

$$z_2 = 0,486Z_1 - 0,892Z_2 + 0,892Z_3 - 0,486Z_4;$$

$$z_3 = 0,0958Z_1 + 0,118Z_2 + 0,226Z_3 - 0,6098Z_4;$$

$$t_1 = 0,6193T_1 + 0,2270T_2 - 0,1170T_3 - 0,0863T_4;$$

$$t_2 = 0,467T_1 + 0,890T_2 + 0,890T_3 + 0,467T_4;$$

$$t_3 = -0,0863T_1 - 0,1170T_2 + 0,2270T_3 + 0,6193T_4.$$

Равнодействующая сил z_i и t_i , приложенных к опорным шейкам коленчатого вала,

$$K_{oi} = \sqrt{z_i^2 + t_i^2}.$$

Значения сил z_i , t_i , K_{oi} и R_i для трехопорного неразрезного коленчатого вала при различных углах поворота кривошпвов механизма приведены в табл. 15 и 16.

15. Реакция сил в $K\Gamma$ в опорах трехопорного неразрезного коленчатого вала

α в град	z_1^*	t_1	r_1	K_1	z_2	t_2	r_2	K_2	z_3	t_3	r_3	K_3
0	-6180	1565	-6180	1565	-4 980	9 660	-4980	9 660	4840	2660	4840	2660
30	1250	2420	-1475	2290	18 000	15 960	-4800	23 580	7390	3850	365	8325
60	-2205	-1460	2364	-1180	15 250	-3 565	-4535	14 980	8920	-780	-3785	8110
90	4710	-2650	4710	2650	4 290	-9 660	-4290	9 660	-6400	-1565	-6400	1565
120	-7205	-3930	200	8215	-19 440	-14 620	-2930	24 160	-660	-2560	-1890	1850
150	-8845	570	-3930	7945	-15 330	4 330	-3915	15 465	2500	1230	2315	-1550
180	-6395	1475	-6395	1475	-4 260	9 950	-4260	9 950	4695	2440	4695	2440
210	640	2565	-1900	1830	19 380	15 070	-3360	24 335	7040	3890	150	8045
240	-2485	-1230	2407	-1535	15 580	-4 090	-4250	15 545	8765	-550	-3905	7875
270	4660	-2455	4660	2455	4 470	-9 950	-4470	9 950	-6405	-1480	-6405	1480
300	-7070	-3870	185	8055	-19 480	14 900	-3150	24 350	-630	-2515	-1865	1805
330	-8775	560	-3900	7880	-15 520	4 165	-4150	15 530	2550	1250	2355	-1585
360	-6405	1460	-6405	1460	-4 370	9 985	-4370	9 985	4710	2420	4710	2420

* Индексы 1—3 обозначают номер опоры.

16. Равнодействующая сил в $\kappa\Gamma$, действующих на опорные шейки

α в град	K_{01}	K_{02}	K_{03}	α в град	K_{01}	K_{02}	K_{03}	
								0
30	2720	24 050	8340	270	5260	10 900	6570	
60	2640	15 650	8950	300	8140	24 500	2590	
90	5400	10 580	660	330	8780	16 010	2840	
120	8200	24 350	2640	360	6560	10 900	5300	
150	8850	15 950	2785	$K_{oi\ max}$		8850	24 500	8950
180	6560	10 830	5300	$K_{oi\ ср}$		5760	16 550	5260
210	2645	24 500	8040					

17. Удельное давление в $\kappa\Gamma/см^2$ на подшипники опорных шеек коленчатого вала

Удельное давление	Опорная шейка		
	первая	вторая	третья
$K_{o\ max}$	120	315	120
$K_{o\ ср}$	73,5	210	73,5

18. Тангенциальная сила K_{Σ} и крутящий момент $M_{кр}$ двигателя

α в град.	Тангенциальная сила в $\kappa\Gamma$		Крутящий момент двигателя в $\kappa\Gamma \cdot м$		$\frac{M_{кр}}{M_{дв}}$ в %
	$K_{\Sigma} = K_1 + K_2 + K_3$	$T_{рез}$	$M_{кр} = K_{\Sigma}r$	$M_{дв} = T_{рез}r$	
0	13 885	13 900	506	507	99,8
30	34 185	34 300	1245	1250	99,5
60	21 910	21 900	800	800	100,0
90	13 875	13 900	505	507	99,6
120	34 225	34 300	1248	1250	99,8
150	21 860	21 900	800	800	100,0
180	13 865	13 900	506	507	99,8
210	34 210	34 300	1248	1250	99,8
240	21 885	21 900	800	800	100,0
270	13 885	13 900	506	507	99,8
300	34 210	34 300	1248	1250	99,8
330	21 825	21 900	800	800	100,0
360	13 885	13 900	506	507	99,8

Векторные диаграммы усилий, действующих на опорные шейки трехпорного неразрезного коленчатого вала и на их подшипники, приведены на рис. 12 и 13, а максимальные и средние удельные давления — в табл. 17.

Проверка точности расчетов. Компоненты реакций опорных подшипников коленчатого вала, представляющие собой тангенциальные силы, приложенные

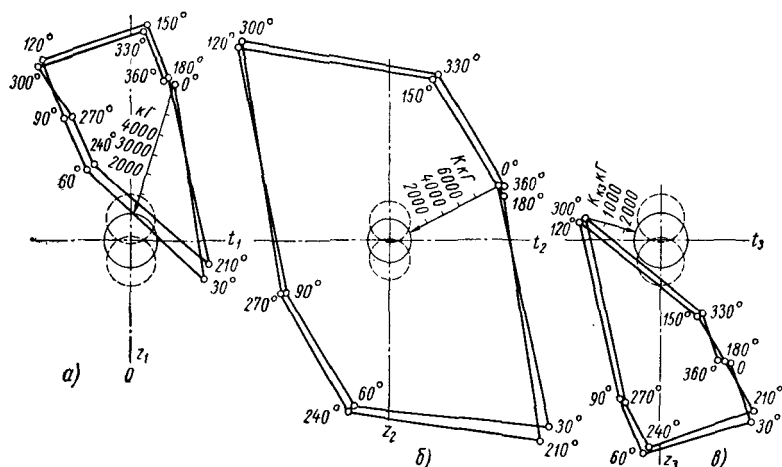


Рис. 12. Векторные диаграммы усилий, действующих на опорные шейки коленчатого вала:

а — на первую; б — на вторую; в — на третью

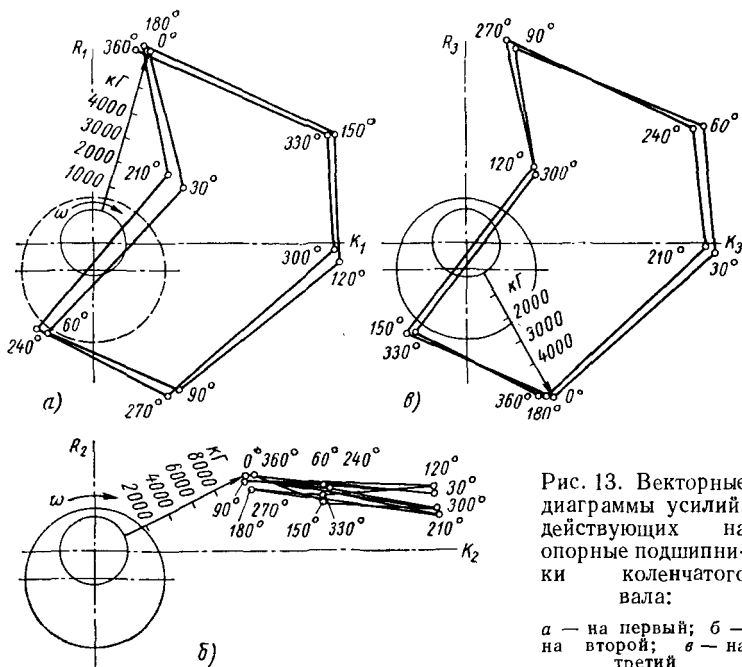


Рис. 13. Векторные диаграммы усилий, действующих на опорные подшипники коленчатого вала:

а — на первый; б — на второй; в — на третий

к точкам C кривошипов OC , обозначим через K_i . Тогда равнодействующий вектор тангенциальных сил $K_{\Sigma} = K_1 + K_2 + \dots + K_i$ по величине и направлению при каждом значении α должен совпадать с проекцией равнодействующей всех сил, действующих в механизме, на направление, перпендикулярное к радиусу OC , и, следовательно,

$$K_{\Sigma} r = M_{кр} = M_{дв},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент двигателя.

Для оценки правильности вычисленных реакций в кинематических парах бесшатунного механизма в табл. 18 приведено сравнение полученных значений K_{Σ} и $K_{\Sigma} r$ с аналогичными величинами, вычисленными по формулам (38) и (39).

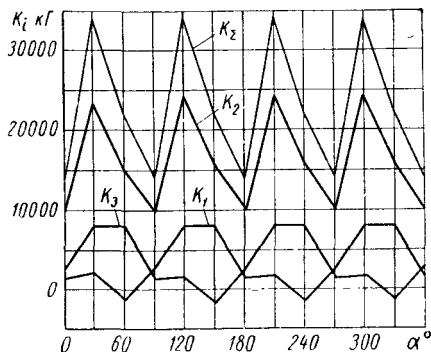


Рис. 14. Изменение тангенциальных сил, приложенных к центральным опорам в зависимости от угла их поворота

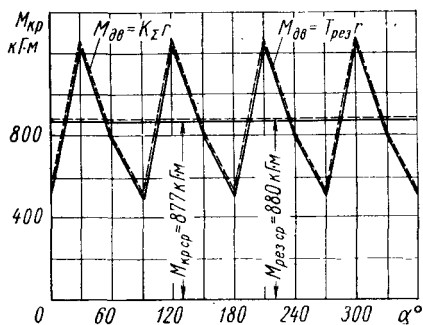


Рис. 15. Сравнение крутящего момента двигателя, вычисленного через реакции в подшипниках и по величине сил газа

Изменение K_1 — K_3 и K_{Σ} в зависимости от угла α приведено на рис. 14.

Изменение крутящего момента двигателя $M_{кр} = K_{\Sigma} r = f(\alpha)$, а также изменение момента двигателя, вычисленного по формуле

$$M_{дв} = T_{рез} r = 2r (P_{21} + P_{23}) \sin \alpha - 2r (P_{22} + P_{24}) \cos \alpha,$$

приведено на рис. 15.

Из рассмотрения табл. 18 и рис. 15 видно, что полученные по динамическому расчету значения параметров K_{Σ} и $M_{кр}$ совпадают со значениями $T_{рез}$ и $M_{дв}$, полученными по формулам (38) и (39), и с точностью до 1,6% согласуются с величиной среднего крутящего момента двигателя, полученной при тепловом расчете.

ЛИТЕРАТУРА

1. В н е р т М. М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Под ред. проф. Ю. А. Степанова. М., «Машиностроение», 1964.
2. Д ь я ч е н к о Н. Х. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1965.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. М., «Машиностроение», 1965.
4. И в а н о в В. и В о т н и ц е в А. Авиационный мотор М-11. Воениздат, 1937.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Кинематическая схема и принцип работы бесшатунных двигателей	5
§ 1. Кинематическая схема бесшатунных двигателей и ее особенности	5
§ 2. Конструктивные варианты бесшатунного механизма	14
§ 3. Особенности бесшатунных двигателей с односторонним и двусторонним рабочим процессом в цилиндрах	19
Глава II. Основные параметры и конструкция бесшатунных двигателей	28
§ 4. Четырехцилиндровый двигатель ОМБ мощностью 80—140 л. с.	28
§ 5. Унифицированные бесшатунные двигатели мощностью 140—400 л. с. с односторонним рабочим процессом в цилиндрах	41
§ 6. Двенадцатицилиндровый бесшатунный двигатель ОМ-1270 мощностью 2100—2800 л. с.	50
§ 7. Конструктивные варианты транспортных бесшатунных двигателей одинарного действия	52
§ 8. Восемьцилиндровый двигатель ОМ-127РН двойного действия мощностью 3200 л. с.	55
§ 9. Двадцатичетырехцилиндровый бесшатунный двигатель двойного действия М-127К мощностью 10 000 л. с.	73
Глава III. Кинематика и динамика бесшатунных двигателей	83
§ 10. Уравнения кинематики	83
§ 11. Кинематика бесшатунного механизма восьмицилиндрового двигателя ОМ-127РН	86
§ 12. Кинематика бесшатунного механизма двадцатичетырехцилиндрового двигателя М-127К	89
§ 13. Определение сил и реакций, действующих в механизме	90
§ 14. Силы давления газа	92
§ 15. Силы инерции и их моменты	93
§ 16. Результирующие силы инерции и моменты и их уравновешивание	96
§ 17. Системы канонических уравнений для определения реакций направляющих	98
§ 18. Определение коэффициентов влияния a_{ij} , b_i , c_i , c'_i	103
§ 19. Крутящий момент двигателя	109
§ 20. Упрощенный метод определения усилий, действующих в кинематических парах бесшатунного механизма	109
Глава IV. Опыт доводки конструкции и рабочего процесса бесшатунных двигателей	114
§ 21. Основные этапы разработки и создания бесшатунных двигателей	114
§ 22. Отработка конструкции основных узлов и деталей двигателей двойного действия	116
	175

§ 23. Отработка рабочего процесса в цилиндрах двойного действия двигателей ОМ-127РН и М-127К	130
§ 24. Отработка теплового состояния цилиндро-поршневой группы и теплоотдачи в масло и в воду при двустороннем рабочем процессе в цилиндрах	135
Приложение. Определение сил и реакций, действующих в бесшатунном механизме двигателя ОМ-127	141
§ 1. Определение сил газа, сил инерции и суммарных сил, действующих по оси цилиндров, и крутящего момента двигателя	142
§ 2. Определение коэффициентов влияния a_{ij} , b_i , c_i , c'_i	156
§ 3. Решение канонических уравнений для определения реакций и сил, действующих в бесшатунном механизме	164
<i>Литература</i>	174

Сергей Степанович Б а л а н д и н

**БЕСШАТУННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

Редактор издательства *В. В. Быстрицкая* Технический редактор *А. Ф. Уварова*
 Корректор *Ж. Л. Суходолова*
 Переплет художника *Е. Н. Волкова*

Сдано в набор 10/XI 1971 г. Подписано к печати 6/V 1972 г. Т-08241
 Формат 60×90^{1/16} Печ. л. 11 Уч.-изд. л. 10,8 Бумага № 1 Тираж 7000 экз.
 Цена 82 коп. Заказ 1423

Издательство «Машинностроение», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома
 Комитета по печати при Совете Министров СССР
 193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10