

С.С. Баландин

**Бесшатунные поршневые двигатели
внутреннего сгорания**

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621
ББК 34.4
С11

С11 **С.С. Баландин**
Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания / С.С. Баландин – М.: Книга по Требованию, 2023. – 174 с.

ISBN 978-5-458-34586-6

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. 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. 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.

ISBN 978-5-458-34586-6

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2023
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2023

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

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

Рис. 3. Схема бесшатунного механизма с углом $\gamma \neq 90^\circ$

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.

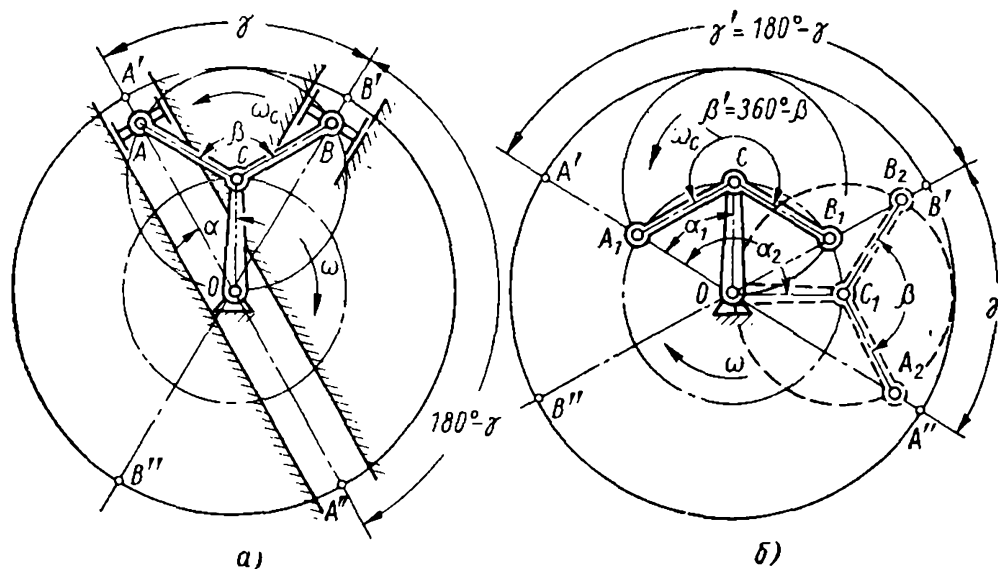


Рис. 4. Схемы бесшатунного механизма:
а — $\gamma \neq 90^\circ$; б — $\gamma' = 180^\circ - \gamma$

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 .

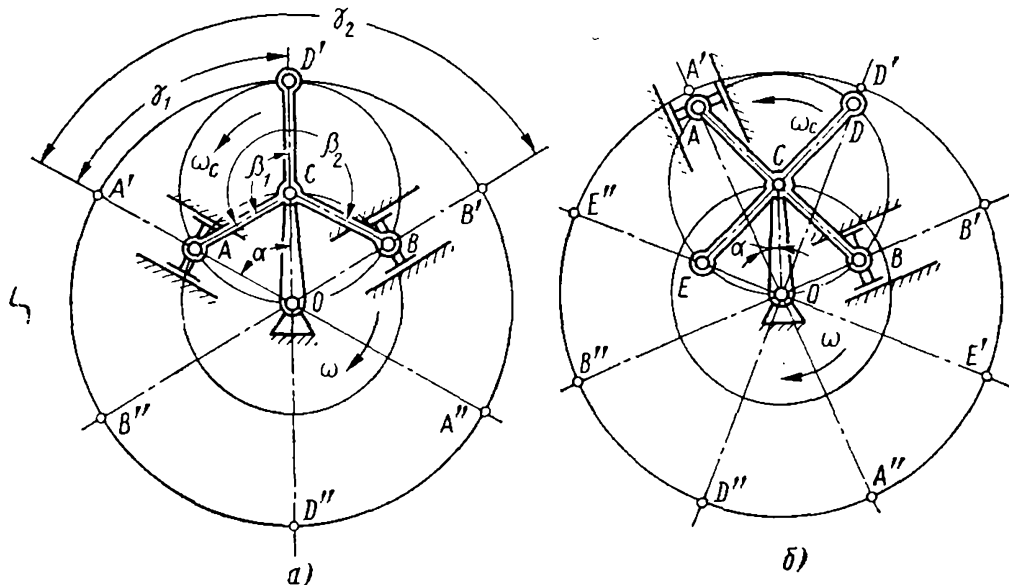


Рис. 5. Схемы бесшатунного механизма:
а — с тремя связанными точками; б — с четырьмя связанными точками

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

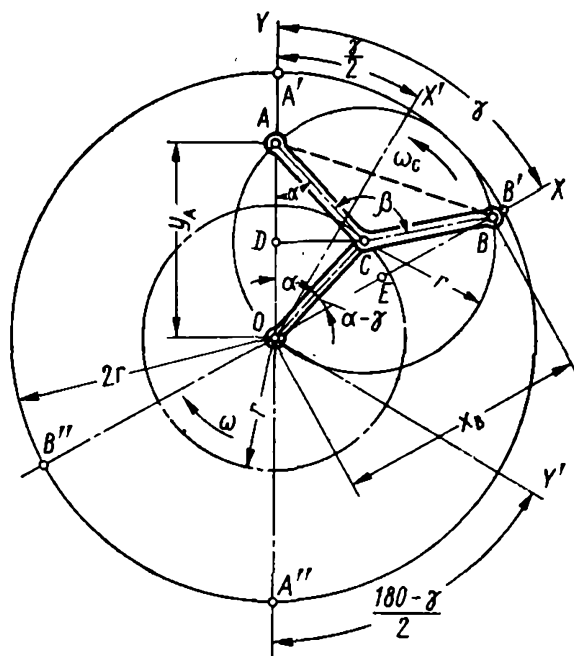
пары цилиндров должна быть сдвинута вдоль продольной оси двигателя. Поэтому бесшатунные двигатели могут иметь самые различные компоновки: V-образные, Х-образные и звездообразные с расположением цилиндров под различными углами.

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

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

Приравнивая 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

Рис. 6. Координаты узловых точек бесшатунного механизма

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 Х-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 полусumm диаметральных зазоров: $\delta_0 + \delta_A + \delta_C + \delta_K$ или $\delta_0 + \delta_B + \delta_C + \delta_K$ (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 .

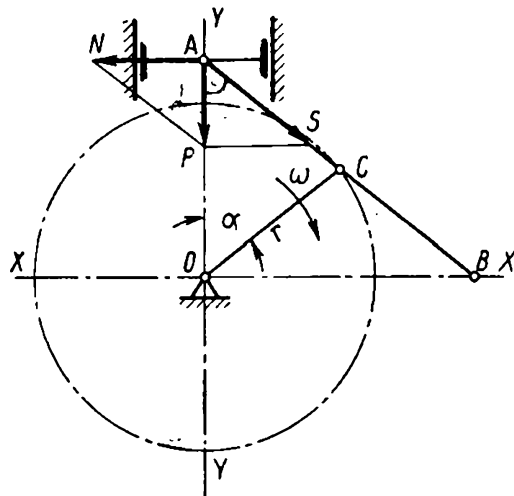


Рис. 7. Силы, действующие в бесшатунном механизме при одном ползуне

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, а, при малом установленном угле α для смещения точки B с оси на величину зазора требуется значительно больший дополнительный

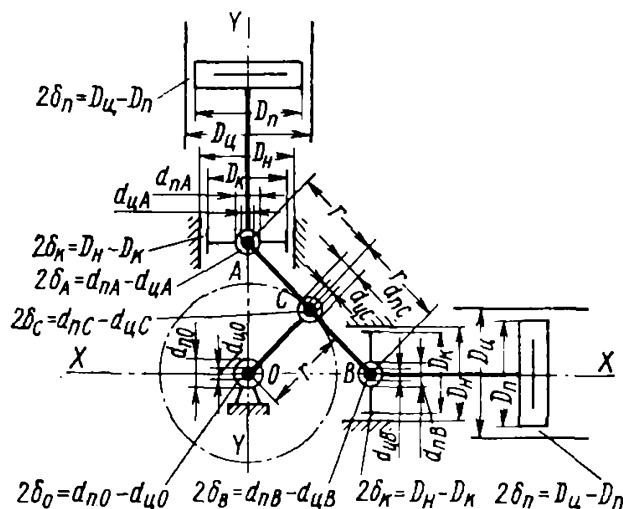


Рис. 8. Система зазоров в кинематических парах бесшатунного механизма. Буквами D и d обозначены диаметры: $D_{\text{ц}}$ — цилиндра; $D_{\text{п}}$ — поршня; $d_{\text{нА}}, d_{\text{нВ}}$ — штоковых подшипников; $d_{\text{цА}}, d_{\text{цВ}}$ — цапф звена ACB в точках A и B ; $D_{\text{к}}$ — расточки направляющих картера; $d_{\text{нС}}$ — расточки ползунов; $d_{\text{нС}}$ — подшипников звеньев OC в точке C ; $d_{\text{цС}}$ — цапф звена ACB в точке C ; $d_{\text{но}}$ — центральных подшипников в точке O ; $d_{\text{цО}}$ — центральных цапф звеньев OC в точке O

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, б).

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 .

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

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

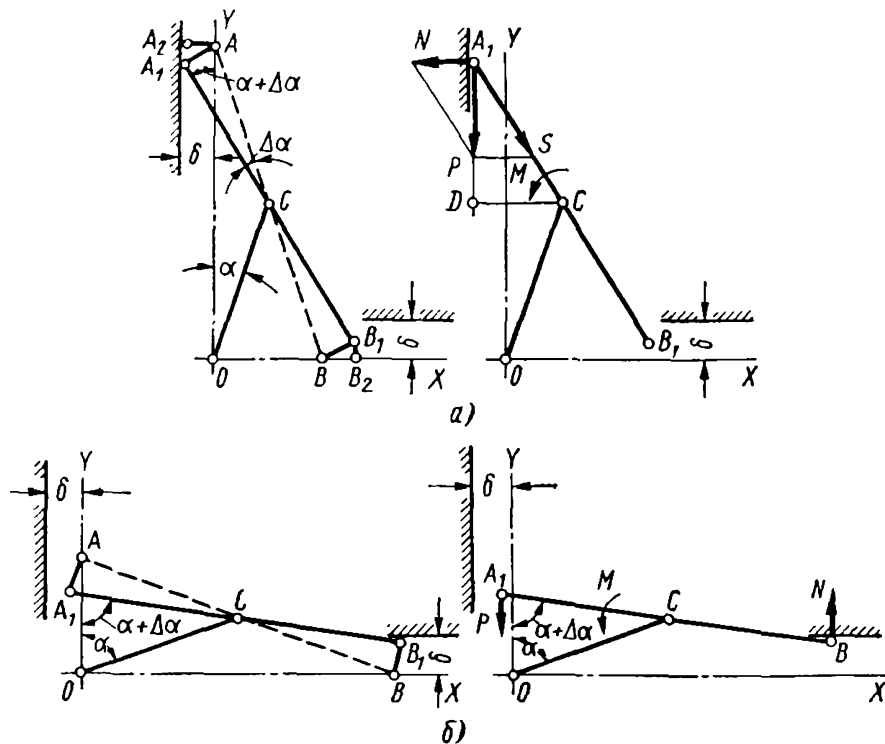


Рис. 9. Схема передачи силы P на направляющие при двух ползунах

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

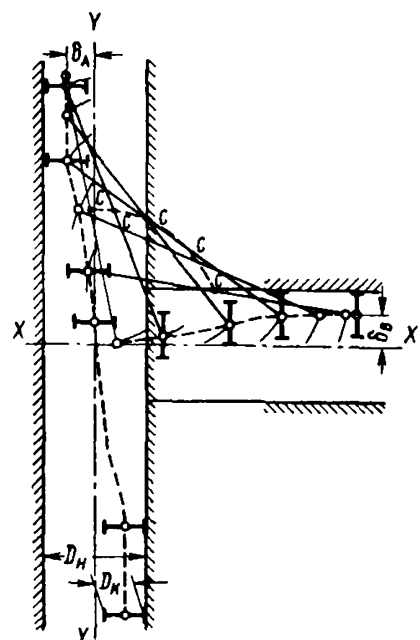


Рис. 10. Траектории движения точек A и B при свободных зазорах в кинематических парах механизма

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-

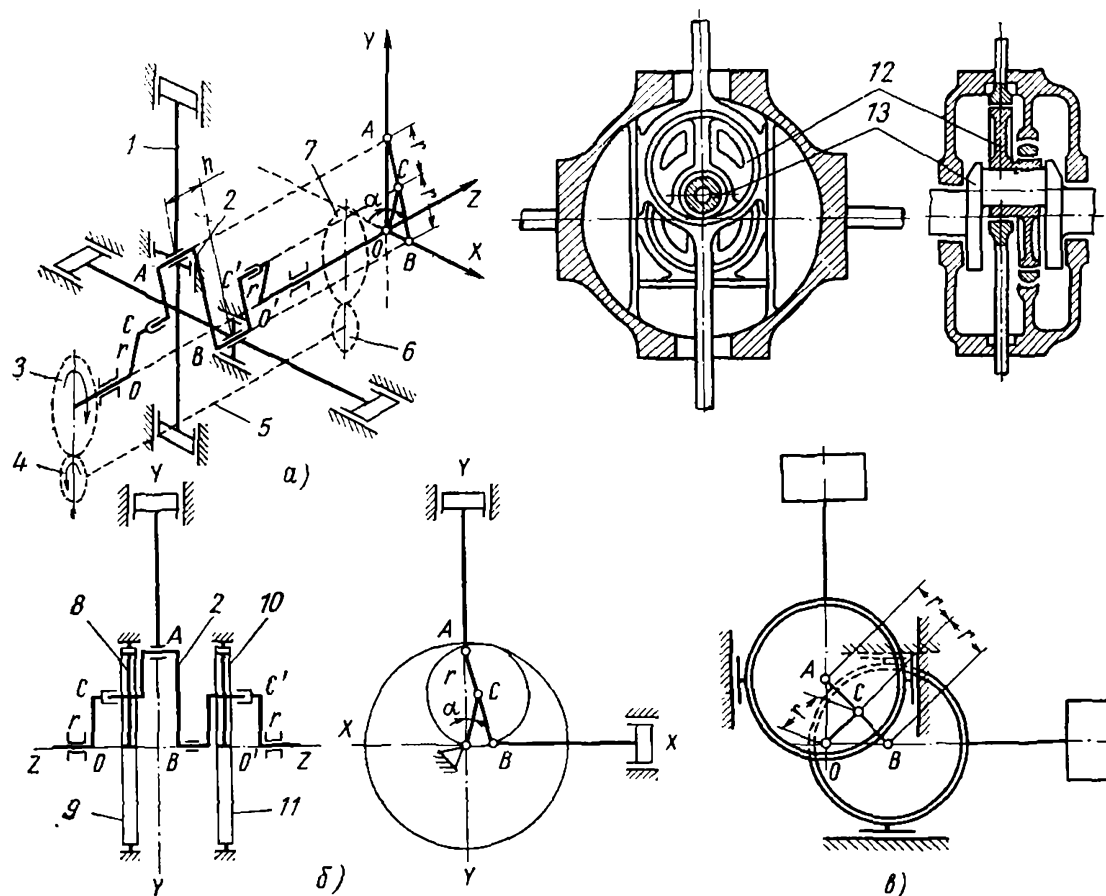


Рис. 11. Конструктивные варианты бесшатунного механизма

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 поршней).

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 подмоторную 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.