

УДК 621.432:62-12:681.7.027:53.088

Движение поршня в цилиндре вращения с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна

Н.Н. Чигрик

Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина

The movement of the piston in the cylinder of rotation with an infinite smallness of influence of the sheared for motion of the connecting rod

N.N. Chigrik

Omsk State Agrarian University named after P.A. Stolypin

Рассмотрена проблема обеспечения движения поршней с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатунов в поршневых двигателях внутреннего сгорания с рядным расположением цилиндров вращения, где для передачи движения поршней кривошипам коленчатого вала применен трехзвенный кривошипно-шатунный механизм с размещением в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей цилиндров вращения и коленчатого вала. Предложен способ движения поршня по поверхности косоугольного открытого геликоида в цилиндре вращения с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях при селективной сборке гильз цилиндров и поршней. Предложенный способ обеспечивает с прохождением ограниченного хода поршня нормированного участка его пути возвращение шатуна в состояние равновесия при перекидке поршня в верхней мертвой точке от одной стенки цилиндра вращения к другой, исключает одностороннее изнашивание юбки поршня, изгиб и скручивание стержня шатуна, заклинивание поршня при движении в цилиндре вращения, возникающее в том числе из-за неизбежного искажения формы цилиндрических поверхностей деталей в различных сечениях и точках. Угол уклона при вершине направляющего конуса с перекосом поршня при движении в цилиндре вращения с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна задает направление в сторону вогнутости винтового движения поршня проходящей через касательную к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости с компланарно размещенными в ней векторами абсолютных скорости и ускорения по нормали к соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей в подвижной системе координат естественного треугольника.

EDN: LRSSSN, <https://elibrary/lrsssn>

Ключевые слова: размер максимума материала, неопределенность среднего зазора (натяга), селективная сборка, винтовое движение поршня, эксплуатационный зазор, перекос поршня

The work is devoted to the topical topic of ensuring the movement of pistons with an infinite smallness of influence of the sheared for motion of the connecting rods in reciprocating internal combustion engines with an inline arrangement of rotation cylinders, where a three-link crank mechanism is used to transmit the movement of the pistons to the cranks of the crankshaft with the placement in a common plane or in parallel planes of mutually

perpendicular axes of the rotary cylinders and crankshaft. The proposed method of piston movement along the surface of an oblique open helicoid in the cylinder of rotation with the exception of the uncertainty of the average clearance and interference in the conjugations during the selective assembly of cylinder liners and pistons allows for passage of a limited stroke of the piston of a normalized section of its path ensure the return of connecting rod to the state of equilibrium when rearranging of the piston at the top dead center from one cylinder wall to another, eliminates unilateral wear of the piston skirt, bending and twisting of the connecting rod, jamming of the piston with his movement in the cylinder of rotation, which occurs, among other things, due to the inevitable distortion of the shape of the cylindrical surfaces of parts in various sections and points. The angle of inclination at the top of the guide cone with skew of the piston with his movement in the cylinder of rotation with an infinite smallness of influence of the shear deformation of the connecting rod sets the direction to the side the concavity of the screw movement of the piston passing through a tangent to the screw surface of the touching plane with coplanarly placed in her by vectors of absolute velocity and absolute acceleration, by the normal to the corresponding height of the piston of the rectilinear generatrix in the moving coordinate system of the natural triangle.

EDN: LRSSN, <https://elibrary/lrssn>

Keywords: size of the maximum of the material, the uncertainty of the average clearance and interference, selective assembly, helical movement of the piston, operational clearance, the skew of the piston

В поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с рядным расположением цилиндров вращения (ЦВ), где для передачи движения поршней кривошипам коленчатого вала (КВ) использован трехзвенный кривошипно-шатунный механизм (КШМ) с размещением в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ, преобразование поступательного движения поршней во вращательное движение кривошипов КВ противоречит условиям работы шатунов. Воспринимаемая поршнями сила давления газов изгибает, сжимает и скручивает шатуны при их растяжении под действием инерционных нагрузок, передаваемых поршням от КВ с маховиком во вспомогательных тактах с односторонней выработкой юбки поршней, изгибом и скручиванием стержня шатунов, заклиниванием поршней при поступательном движении в ЦВ, вызванным в том числе неизбежным искажением формы цилиндрических поверхностей деталей в различных сечениях и точках.

Допускаемый перекося поршня не контролируют ни при изготовлении, ни при ремонте. Отсутствие назначения допускаемого перекося поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ или в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ приводит к одностороннему изнашиванию юбки поршня, односторонней выработке

поршневых колец и заклиниванию поршня при поступательном движении в ЦВ. Перекося поршня возникает при переключке в верхней мертвой точке (ВМТ) от одной стенки ЦВ к другой из-за причин, связанных с отсутствием в конструкторской документации и технических записях отклонений: от перпендикулярности оси ЦВ к оси КВ; от перпендикулярности оси отверстий под поршневой палец к оси поршня; от параллельности осей в пространстве в поршневой и кривошипной головках шатуна; от параллельности осей коренной и шатунной шеек кривошипа КВ на их общую плоскость.

Проблемой обеспечения движения поршней с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатунов в поршневых ДВС с рядным расположением ЦВ, где для передачи движения поршней кривошипам КВ применен трехзвенный КШМ с размещением в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ занимаются многие исследователи. Среди последних публикаций представляют интерес работы, которые посвящены обеспечению тепловой защиты поршней [1], интенсивности износа механизмов и систем ДВС [2], моделированию шума от ударов поршней в ДВС [3], количественной оценке неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях [4], в том числе в партиях деталей при комплектации и подборе сортировкой на равное число

размерных групп [5], оценке размерной и геометрической точности линейных и координирующих размеров размерных элементов изделий [6, 7], точности сборки подшипников качения как высоконагруженных узлов при их размещении на валу [8], качеству сборки деталей [9–11], включая детали цилиндропоршневой группы [12], приоритетности выбора селективной сборки при отсутствии точной обработки сменных деталей [13], моделированию износа поршней [14], стойкости покрытий юбки поршня [15], многоциклового усталости шатуна поршневого авиакеросинового двигателя [16], оценке дефектов поверхности излома стержня шатунов [17, 18], усталостного разрушения шатунов [19] и отказов поршней ДВС [20].

Цель работы — обеспечение движения поршня в ЦВ с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна с размещением в трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ.

Задача работы состоит в возвращении шатуна в состояние равновесия при переключке поршня в ВМТ от одной стенки ЦВ к другой с прохождением ограниченного ходом поршня нормированного участка пути.

Материалы и методы. В поршневых ДВС с рядным расположением ЦВ, где для передачи движения поршней кривошипам КВ применен трехзвенный КШМ с размещением в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ, возвращение шатуна в состояние равновесия при переключке поршня в ВМТ от одной стенки ЦВ к другой происходит в случае его движения по поверхности косоугольного геликоида. Последний задает движение соответствующей высоте поршня H прямолинейной образующей, касательной к возникающей соосно ЦВ цилиндрической поверхности вращения с перекосом поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ или в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ вследствие наличия эксплуатационного зазора Δ_{1k} .

Эксплуатационный зазор Δ_{1k} задают с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней в

виде замыкающего звена размерной цепи допуском радиального биения TCR на нормируемой длине вдоль внутренней поверхности ЦВ на соответствующей высоте H поршня разностью между наибольшим и наименьшим расстояниями от точек реальной поверхности до базовой оси в пределах ограниченного ходом поршня нормируемого участка его пути, а также параллельной с изменением угла закручивания поршня γ_z вокруг оси ЦВ соответствующей образующей направляющего конуса с углом уклона при вершине α' .

Для исключения неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ реальный зазор (натяг) $S(N)$ в сопряжениях следует уменьшать сужением допусков действительных размеров на допуск формы реальных поверхностей в диаметральном выражении $TCEd = T_\phi d(2\Delta_\phi d)$, $TCED = T_\phi D(2\Delta_\phi D)$ в пределах случайного рассеивания среднего размера $(-\epsilon, \bar{x}_0] \cap [\bar{x}_0, +\epsilon) \Leftrightarrow \alpha_1 \cup \beta_1$ относительно верхней $\bar{x}_{\max}$ и нижней $\bar{x}_{\min}$ приемочных границ [4].

Для цилиндрического внутреннего элемента уменьшенный допуск действительных размеров следует задавать алгебраической разностью между размером максимума материала D_{MMR} и нижним предельным размером отверстия $D_{\min}$ ($TD = D_{MMR} - D_{\min}$), а для цилиндрического наружного элемента — алгебраической разностью между верхним предельным размером вала $d_{\max}$ и размером максимума материала d_{MMR} ($Td = d_{\max} - d_{MMR}$):

$$S_\phi = D_{EI+c}^{ES-c} - d_{ei+c}^{es-c} = D_{EI}^{ES-T_\phi D} - d_{ei+T_\phi d}^{es};$$

$$N_\phi = d_{ei+c}^{es-c} - D_{EI+c}^{ES-c} = d_{ei+T_\phi d}^{es} - D_{EI}^{ES-T_\phi D};$$

$$S_\phi = D_{EI+\frac{\delta}{2}}^{ES-\frac{\delta}{2}} - d_{ei+\frac{\delta}{2}}^{es-\frac{\delta}{2}} = D_{EI}^{ES-T_\phi D} - d_{ei+T_\phi d}^{es};$$

$$N_\phi = d_{ei+\frac{\delta}{2}}^{es-\frac{\delta}{2}} - D_{EI+\frac{\delta}{2}}^{ES-\frac{\delta}{2}} = d_{ei+T_\phi d}^{es} - D_{EI}^{ES-T_\phi D}.$$

При этом назначают приемочные границы в отношении уменьшенных допусков действительных размеров, по которым с установленным влиянием допускаемой погрешности измерений δ на результат разбраковки, разбиения допусков действительных размеров на равное число размерных групп n следует проводить приемочный контроль годных деталей для сборки равного количества деталей одноименных k -х размерных групп:

$$\Delta_{1k} = A_{2k} - A_{1k} = S_{\phi \max k} - S_{\phi \min k} = \frac{D_{EI}^{ES-T_{\phi}D}}{n} - \frac{d_{ei+T_{\phi}d}^{es}}{n},$$

где A_{1k} и A_{2k} — звенья размерной цепи, соответствующие размерным элементам рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней одноименных k -х размерных групп; $S_{\phi \max k}$ и $S_{\phi \min k}$ — k -й наибольший и k -й наименьший реальные зазоры,

$$S_{\phi \max k} = \frac{D_{EI}^{ES-T_{\phi}D}}{n} - \frac{d_{ei+T_{\phi}d}^{es}}{n}; \quad S_{\phi \min k} = \frac{D_{EI}}{n} - \frac{d^{es}}{n}.$$

Наибольший $S_{\phi \max k}$ и наименьший $S_{\phi \min k}$ реальные зазоры задают соответственно наименьшее и наибольшее расстояния от точек реальной поверхности до базовой оси в пределах ограниченного хода поршня нормируемого участка его пути с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях уменьшением допусков действительных размеров на допуск формы реальных поверхностей в диаметральной выражении $TCED = T_{\phi}d(2\Delta_{\phi}d)$, $TCED = T_{\phi}D(2\Delta_{\phi}D)$ в пре-

делах случайного рассеивания среднего размера $(-\varepsilon, \bar{x}_0] \cap [\bar{x}_0, +\varepsilon) \Leftrightarrow \alpha_1 \cup \beta_1$ относительно верхней $\bar{x}_{\max}$ и нижней $\bar{x}_{\min}$ приемочных границ [4]. По этим границам с установленным влиянием допускаемой погрешности измерений δ следует проводить приемочный контроль годных деталей для сборки равного количества деталей одноименных k -х размерных групп.

На рис. 1 приведена схема исключения неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях с назначением приемочных границ $\bar{x}_{\max}$ и $\bar{x}_{\min}$ в отношении уменьшенных допусков действительных размеров на допуск формы реальных поверхностей в указанном диаметральной выражении в пределах ограниченного объединением пересечений множеств случайного смещения среднего размера отверстий и валов

$$(-\varepsilon, \bar{x}_{0D}] \cap [\bar{x}_{0D}, +\varepsilon) \cup (-\varepsilon, \bar{x}_{0d}] \cap [\bar{x}_{0d}, +\varepsilon) \Leftrightarrow (\alpha_{1D} \cup \beta_{1D}) \cup (\alpha_{1d} \cup \beta_{1d}).$$

По ним с установленным влиянием допускаемой погрешности измерений δ на результат

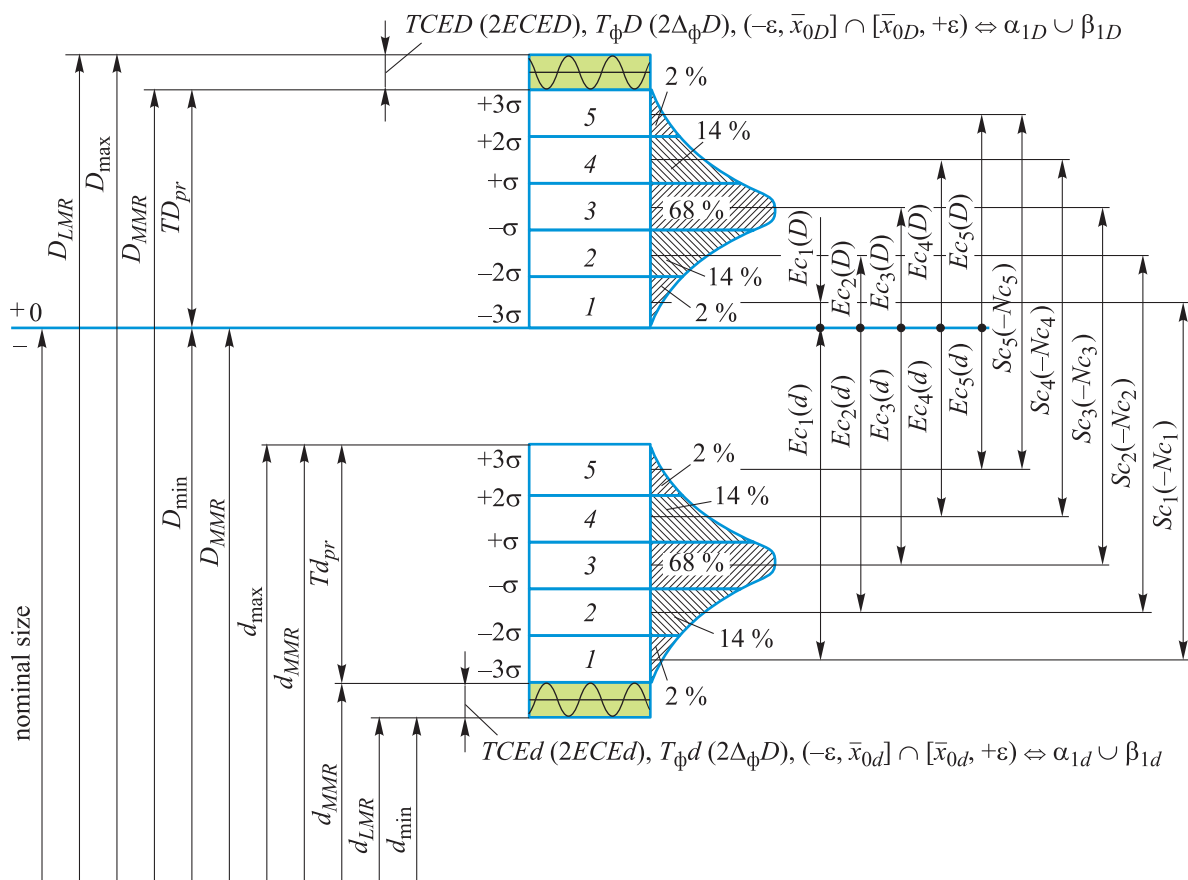


Рис. 1. Схема исключения неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях с назначением приемочных границ в отношении уменьшенных допусков действительных размеров на допуск формы реальных поверхностей

разбраковки, разбиения допусков действительных размеров на равное число размерных групп следует проводить приемочный контроль годных деталей для сборки равного количества деталей одноименных k -х размерных групп.

Исключение неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях при селективной сборке гильз ЦВ и поршней следует проводить с назначением производственного группового допуска T_{pr}^k на интервалах $(-\epsilon_k, \bar{x}_{0k}]$, $[\bar{x}_{0k}, +\epsilon_k)$ допусков действительных размеров k -х промежуточных и крайних размерных групп [5] сужением допусков действительных размеров. Для крайних размерных групп по одной приемочной границе, а для промежуточных — для обеих на вероятностное предельное значение с выхода размера за каждую границу допуска у неправильно принятых бракованных деталей при известной точности технологического процесса или на значение половины допускаемой погрешности измере-

ний $\delta/2$ при неизвестной точности технологического процесса. Это влияет на уменьшение реальных зазоров (натягов) $S_k(N_k)$ в сопряжениях одноименных k -х промежуточных и крайних размерных групп с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$, смещений центров группирования $Em(\bar{x}_{0k}, \sigma_{\Sigma\Delta\bar{x}_k})$ допусков k -х промежуточных и крайних размерных групп по отношению к середине допуска $Ec(IT)$ действительных размеров, а также обеспечивает сборку равного количества деталей при комплектовании и подборе сортировкой на равное число размерных групп.

На рис. 2 приведена схема исключения неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях с назначением приемочных границ в отношении уменьшенных допусков действительных размеров для крайних размерных групп по одной приемочной границе, а для промежуточных — для обеих на вероятностное предельное значение с выхода раз-

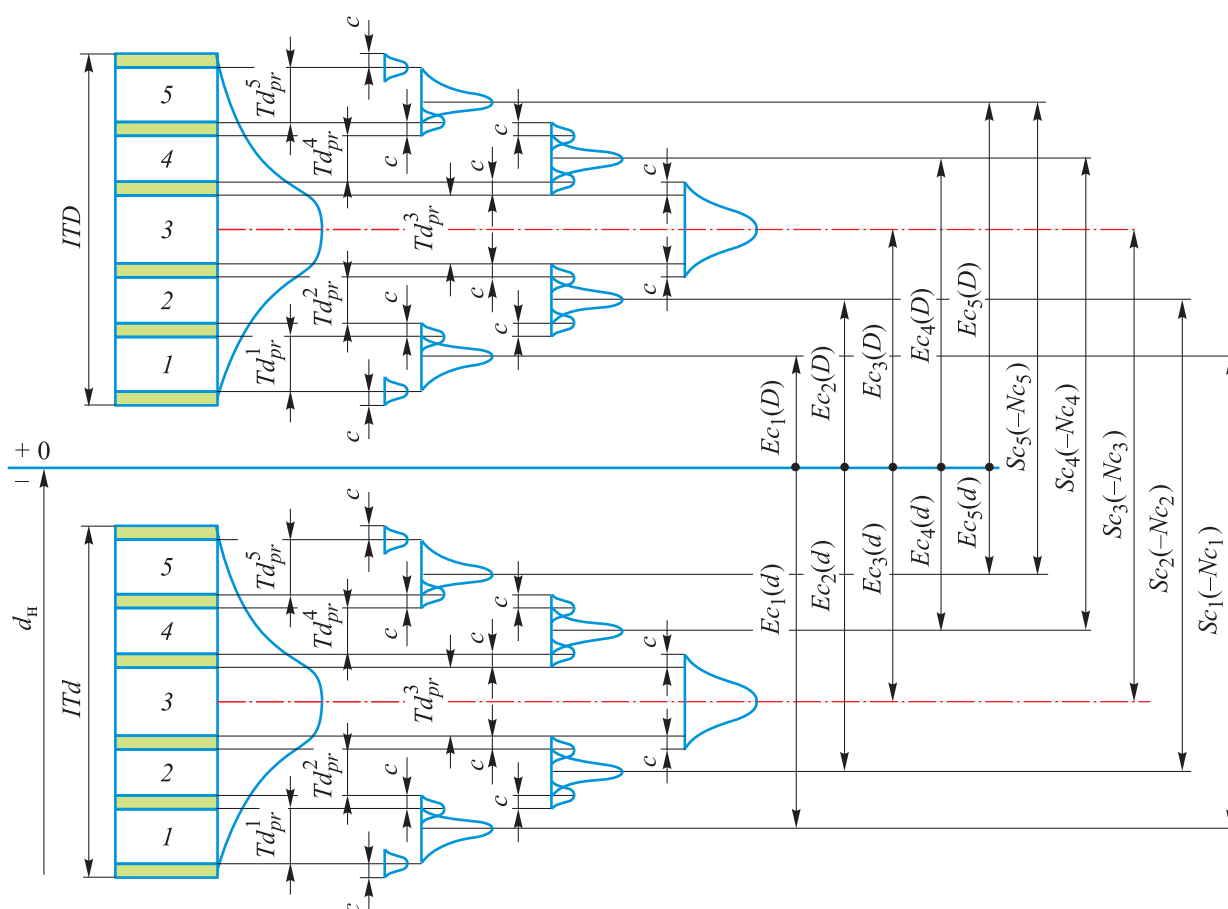


Рис. 2. Схема исключения неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях с назначением приемочных границ в отношении уменьшенных допусков действительных размеров для крайних и промежуточных размерных групп

мера за каждую границу допуска у неправильно принятых бракованных деталей при известной точности технологического процесса или на значение половины допускаемой погрешности измерений $\delta/2$ при неизвестной точности технологического процесса.

Эксплуатационный зазор с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней из размещенных ниже координаты середины допуска $Ec(IT)$ действительных размеров одноименных k -х крайних размерных групп определяется выражением

$$\begin{aligned}\Delta_{1k} = A_{2k} - A_{1k} &= D_{EI_k+c}^{ES_k} - d_{eik+c}^{esk} = S_{\Phi_{\max k}} - S_{\Phi_{\min k}} = \\ &= \left\{ \left[D_{\max k} - (D_{\min k} + ECED) \right]^2 + \right. \\ &\quad \left. + \left[d_{\max k} - (d_{\min k} + ECEd) \right]^2 \right\}^{1/2}.\end{aligned}$$

Эксплуатационный зазор с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней из размещенных выше координаты середины допуска $Ec(IT)$ действительных размеров одноименных k -х крайних размерных групп вычисляется как

$$\begin{aligned}\Delta_{1k} = A_{2k} - A_{1k} &= D_{EI_k}^{ES_k-c} - d_{eik}^{esk-c} = S_{\Phi_{\max k}} - S_{\Phi_{\min k}} = \\ &= \left\{ \left[(D_{\max k} - ECED) - D_{\min k} \right]^2 + \right. \\ &\quad \left. + \left[(d_{\max k} - ECEd) - d_{\min k} \right]^2 \right\}^{1/2}.\end{aligned}$$

Эксплуатационный зазор с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней из размещенных как выше, так и ниже координаты середины допуска $Ec(IT)$ действительных размеров одноименных k -х промежуточных размерных групп рассчитывается как

$$\Delta_{1k} = A_{2k} - A_{1k} = D_{EI_k+c}^{ES_k-c} - d_{eik+c}^{esk-c} = S_{\Phi_{\max k}} - S_{\Phi_{\min k}} =$$

$$\begin{aligned}&= \left\{ \left[(D_{\max k} - ECED) - (D_{\min k} + ECED) \right]^2 + \right. \\ &\quad \left. + \left[(d_{\max k} - ECEd) - (d_{\min k} + ECEd) \right]^2 \right\}^{1/2}.\end{aligned}$$

Эксплуатационный зазор при сборке рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней одноименных k -х средних размерных групп определяется выражением

$$\begin{aligned}\Delta_{1k} = A_{2k} - A_{1k} &= D_{EI_k}^{ES_k} - d_{eik}^{esk} = S_{\Phi_{\max k}} - S_{\Phi_{\min k}} = \\ &= \left(\frac{D_{\max k} + D_{\min k}}{2} + \frac{D_{\max k} - D_{\min k}}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{d_{\max k} + d_{\min k}}{2} - \frac{d_{\max k} - d_{\min k}}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{D_{\max k} + D_{\min k}}{2} - \frac{D_{\max k} - D_{\min k}}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{d_{\max k} + d_{\min k}}{2} + \frac{d_{\max k} - d_{\min k}}{2} \right) = \\ &= \sqrt{(D_{\max k} - D_{\min k})^2 + (d_{\max k} - d_{\min k})^2},\end{aligned}$$

где

$$S_{\Phi_{\max k}} = \left\{ \begin{aligned} &\frac{D_{\max k} + (D_{\min k} + ECED)}{2} + \\ &+ \frac{D_{\max k} - (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ &- \frac{d_{\max k} + (d_{\min k} + ECEd)}{2} - \\ &- \frac{d_{\max k} - (d_{\min k} + ECEd)}{2}; \\ &\frac{(D_{\max k} - ECED) + D_{\min k}}{2} + \\ &+ \frac{(D_{\max k} - ECED) - D_{\min k}}{2} - \\ &- \frac{(d_{\max k} - ECEd) + d_{\min k}}{2} - \\ &- \frac{(d_{\max k} - ECEd) - d_{\min k}}{2}; \\ &\frac{(D_{\max k} - ECED) + (D_{\min k} + ECED)}{2} + \\ &+ \frac{(D_{\max k} - ECED) - (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ &- \frac{(d_{\max k} - ECEd) + (d_{\min k} + ECEd)}{2} - \\ &- \frac{(d_{\max k} - ECEd) - (d_{\min k} + ECEd)}{2}; \end{aligned} \right.$$

$$S_{\phi \min k} = \left\{ \begin{aligned} & \frac{D_{\max k} + (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ & - \frac{D_{\max k} - (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ & - \frac{d_{\max k} + (d_{\min k} + ECED)}{2} + \\ & + \frac{d_{\max k} - (d_{\min k} + ECED)}{2}; \\ & \frac{(D_{\max k} - ECED) + D_{\min k}}{2} - \\ & - \frac{(D_{\max k} - ECED) - D_{\min k}}{2} - \\ & - \frac{(d_{\max k} - ECED) + d_{\min k}}{2} + \\ & + \frac{(d_{\max k} - ECED) - d_{\min k}}{2}; \\ & \frac{(D_{\max k} - ECED) + (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ & - \frac{(D_{\max k} - ECED) - (D_{\min k} + ECED)}{2} - \\ & - \frac{(d_{\max k} - ECED) + (d_{\min k} + ECED)}{2} + \\ & + \frac{(d_{\max k} - ECED) - (d_{\min k} + ECED)}{2}; \end{aligned} \right.$$

В этих выражениях наибольший $S_{\phi \max k}$ и наименьший $S_{\phi \min k}$ реальные зазоры задают соответственно наименьшее и наибольшее расстояния от точек реальной поверхности до базовой оси в пределах ограниченного хода поршня нормируемого участка его пути с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней уменьшением допусков действительных размеров для крайних размерных групп по одной приемочной границе, а для промежуточных — для обеих [5] на вероятностное предельное значение s выхода размера за каждую границу допуска у неправильно принятых бракованных деталей при известной точности технологического процесса или на значение половины допускаемой погрешности измерений $\delta/2$ при неизвестной точности технологического процесса.

Схема нахождения эксплуатационного зазора Δ_{1k} с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях при сборке рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней одноименных k -х размерных групп приведена на рис. 3.

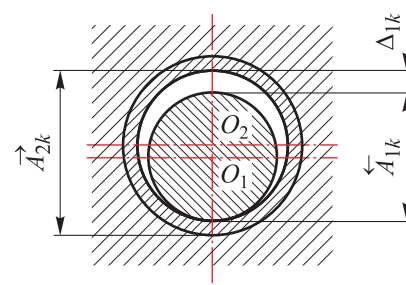


Рис. 3. Схема нахождения эксплуатационного зазора Δ_{1k} с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях при сборке рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней одноименных k -х размерных групп

Угол перекоса поршня с размещением в общей плоскости или в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ при винтовом движении поршня по поверхности косога открытого геликоида в ЦВ определяется из выражения

$$\sin \gamma_1 = \frac{\Delta_{1k}}{H}.$$

Ввиду малости угла максимальный угол перекоса поршня $\sin \gamma_{1\max} \approx \gamma_{1\max}$ с размещением в общей плоскости или в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ

$$\gamma_{1\max} = \frac{\Delta_{1k}}{H} = \frac{TCR}{H}.$$

Винтовое движение поршня с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна с размещением в трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ. Принимаем размещение оси OZ неподвижной системы координат $OXYZ$ вдоль оси одного из ЦВ с направлением оси OX вдоль общей оси разъемных отверстий, предусмотренных в блоке цилиндров под установку половинных вкладышей и коренных шеек КВ. Тогда положение центра O неподвижной системы координат $OXYZ$ определяется пересечением указанных осей с направлением оси OY из начала неподвижной системы координат $OXYZ$ параллельно торцовой плоскости передней части блока цилиндров, предназначенной для крепления крышки распределительных шестерен зубчатого привода, либо размещения со стороны нее ременного привода распределительного вала.

Представляем поршневой палец двухопорной балкой с приложением в центре O' ее срединного сечения равнодействующей внешних сил $P_z = P_j + P_r$ в результате воздействия на поршень препятствующей деформации сдвига шатуна инерционной восстанавливающей силы P_j и вынужденной гармонически изменяющейся через установленный в соответствии с порядком работы ДВС промежуток времени $T = 4\pi$ силы давления газов $P_r(t + T) = P_r(t) = A \cos(\omega t + \pi)$. Тогда проходящая по касательной τ к винтовому движению центра приложения O' действующих на поршень внешних сил P_z ось $O'X'$ подвижной системы координат $O'X'Y'Z'$ размещается, совпадая с вектором абсолютной скорости винтового движения поршня v_{abs} , в проходящей через касательную τ к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости коллинеарно с горизонтальной проекцией соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей.

Последняя касательна к возникающей сооси ЦВ цилиндрической поверхности вращения с перекосом поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ или в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ, а также параллельна с изменением угла закручивания поршня γ_3 вокруг оси ЦВ соответствующей образующей направляющего конуса с углом уклона при вершине α' .

Отклоненная от оси ЦВ на возникающее в пределах эксплуатационного зазора Δ_{lk} эксцентричное смещение центра приложения O' действующих на поршень внешних сил P_z ось $O'Z'$ подвижной системы координат $O'X'Y'Z'$ проходит, совпадая с бинормалью $\mathbf{b}$ и осью поршня из начала неподвижной системы координат $OXYZ$.

Совмещенная с главной нормалью $\mathbf{n}$, исходящая из центра приложения O' действующих на поршень внешних сил P_z ось $O'Y'$ подвижной системы координат $O'X'Y'Z'$ размещается в проходящей в сторону вогнутости винтового движения поршня через касательную τ к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости с компланарно размещенными в ней векторами абсолютных скорости v_{abs} и ускорения a_{abs} по нормали к соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей в подвижной системе координат $O'X'Y'Z'$ естественного треугольника.

Полагаем, что межосевое расстояние между коренной и шатунной шейками КВ определяется радиусом r кривошипа $O'B$, а межосевое расстояние A_1B между центрами отверстий в поршневой и кривошипной головках шатуна — длиной L . Угол перекоса поршня γ_1 в моменты совмещения вдоль одной прямой радиуса кривошипа r с продольной осью шатуна с размещением в трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ вычисляется как

$$\sin \gamma'_{1\max} = \frac{\Delta_{lk} \cos \gamma_1}{L + r} = \frac{\lambda k}{1 + \lambda};$$

$$\sin \gamma''_{1\max} = \frac{\Delta_{lk} \cos \gamma_1}{L - r} = \frac{\lambda k}{1 - \lambda},$$

где $\gamma'_{1\max}$ и $\gamma''_{1\max}$ — углы перекоса поршня в верхней и нижней мертвых точках в моменты совмещения вдоль одной прямой радиуса кривошипа с продольной осью шатуна;

$$\lambda = \frac{r}{L};$$

$$k = \frac{\Delta_{lk} \cos \gamma_1}{r}.$$

В пределах мертвых точек, определяющих моменты совмещения вдоль одной прямой радиуса кривошипа с продольной осью шатуна, ограниченный ход поршня нормируемый участок его пути по поверхности косоугольного геликоида с размещением в аксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ определяется выражением

$$S = a_1 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right] \mp \Sigma q_i,$$

где $a_1 = 1 + \lambda \cos \varphi - 0,5 \lambda^2 \sin^2 \varphi$; Σq_i — сумма отклонений хода поршня от первичных отклонений, возникающих при его винтовом движении в ЦВ.

Система параметрических уравнений, описывающая винтовое движение поршня по поверхности косоугольного геликоида с размещением в аксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ имеет вид

$$\begin{cases} x = \sqrt{(a_1)^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \sin \gamma'_3; \\ y = \sqrt{(a_1)^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \cos \gamma'_3; \\ z = a_1 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \right. \\ \left. - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right] \mp \Sigma q_i. \end{cases}$$

Параметрическое уравнение проходящей в сторону вогнутости винтового движения поршня через касательную τ к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости с компланарно размещенными в ней векторами абсолютных скорости $\mathbf{v}_{abs}$ и ускорения $\mathbf{a}_{abs}$ по нормали к соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей в подвижной системе координат $O'X'Y'Z'$ естественного треугольника с размещением в аксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ имеет вид

$$\begin{aligned} & \left[x - \sqrt{a_1^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \sin \gamma'_3 \right] \cos \gamma'_3 - \\ & - \left[y - \sqrt{a_1^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \cos \gamma'_3 \right] \sin \gamma'_3 = 0. \end{aligned}$$

Угол уклона при вершине направляющего конуса, задающий направление в сторону вогнутости винтового движения поршня проходящей через касательную τ к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости с компланарно размещенными в ней векторами абсолютных скорости $\mathbf{v}_{abs}$ и ускорения $\mathbf{a}_{abs}$ по нормали к соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей в подвижной системе координат $O'X'Y'Z'$ естественного треугольника, определяется из выражения

$$\cos \alpha' = \cos(\alpha - 90) = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha},$$

где α — угол, задающий относительно оси OZ неподвижной системы координат $OXYZ$ направление в соприкасающейся плоскости вектора абсолютной скорости винтового движения поршня $\mathbf{v}_{abs}$ по касательной τ к винтовому движению центра приложения O' действующих на поршень внешних сил P_Σ ;

$$\cos \alpha = \frac{1}{Z} \left\{ a_1 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \right. \right.$$

$$\left. - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right] \mp \Sigma q_i \right\},$$

где

$$\begin{aligned} Z = & a_1^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2 + \\ & + a_1^2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \right. \\ & \left. - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right]^2 \mp (\Sigma q_i)^2. \end{aligned}$$

Построение винтового движения поршня по поверхности косоугольного открытого геликоида (рис. 4, а и б) сведено к нахождению проекций винтовых линий, образованных движением граничных точек соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей по ее горизонтальной проекции на плоскость Π_1 , где она касательна к возникающей соосно ЦВ цилиндрической поверхности вращения с перекосом поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ (см. рис. 4, а), либо в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ (см. рис. 4, б), а на фронтальной проекции, на плоскости Π_2 — параллельна с изменением угла закручивания поршня γ_3 вокруг оси ЦВ соответствующей образующей направляющего конуса с углом уклона при вершине α' .

В частности, определение фронтальной проекции прямолинейной образующей M_2N_2 (см. рис. 4, а) проведено по результатам построения горизонтальной проекции этой образующей M_1N_1 и нахождения фронтальной проекции образующей D_2C_2 направляющего конуса с углом уклона при вершине α' с построением параллельно ей по линиям проекционной связи искомым фронтальной проекции образующей M_2N_2 на плоскости Π_2 .

Винтовое движение поршня с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна с размещением в трехзвенном КШМ в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ. Ограниченный ход поршня нормируемый участок его пути по поверхности косоугольного открытого геликоида в ЦВ с размещением в дезаксиальном КШМ в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ определяется выражением

$$S = a_2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \right.$$

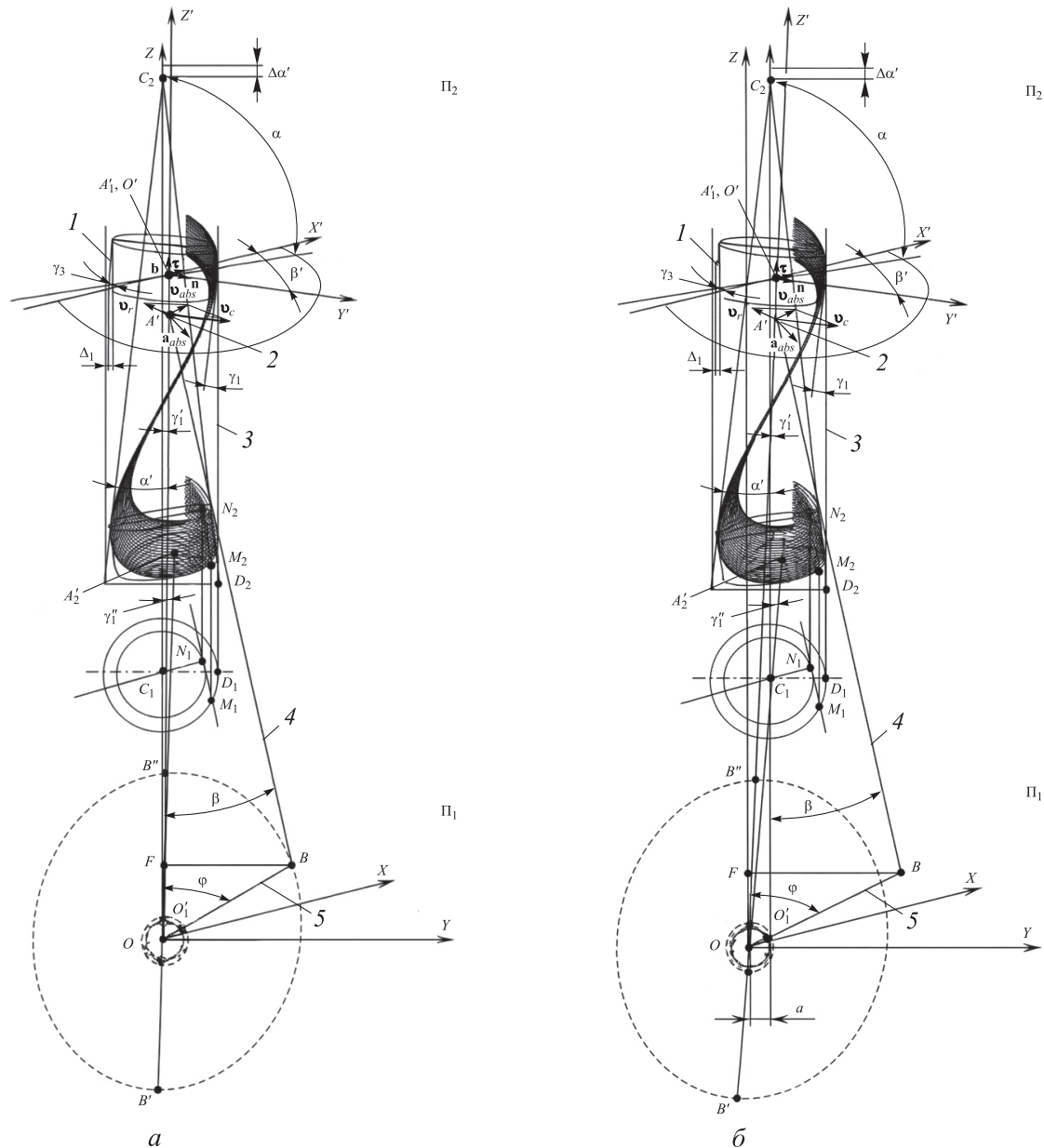


Рис. 4. Схемы винтового движения поршня по поверхности прямого открытого геликоида в ЦВ:
 а — с размещением в аксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ;
 б — с размещением в дезаксиальном трехзвенном КШМ в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ;
 1 — поршень; 2 — поршневой палец; 3 — ЦВ; 4 — шатун; 5 — кривошип КВ

$$-\sqrt{1-\left(\frac{\lambda k}{1-\lambda}\right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \mp \Sigma q_i,$$

где

$$a_2 = 1 + \lambda \cos \varphi - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi + \lambda^2 k_1 \sin^2 \varphi - \frac{1}{2} \lambda^2 k_1^2.$$

Система параметрических уравнений, описывающая винтовое движение поршня по поверхности прямого открытого геликоида в пределах ограниченного ходом поршня нормируемого участка пути с размещением в дезаксиальном

трехзвенном КШМ в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ имеет вид

$$\begin{cases} x = \sqrt{(a_2)^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \sin \gamma'_3; \\ y = \sqrt{(a_2)^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \cos \gamma'_3; \\ z = a_2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1+\lambda}\right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1-\lambda}\right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right] \mp \Sigma q_i. \end{cases}$$

Параметрическое уравнение проходящей в сторону вогнутости винтового движения поршня через касательную τ к винтовой поверхности соприкасающейся плоскости с компланарно размещенными в ней векторами абсолютных скорости $\mathbf{v}_{abs}$ и ускорения $\mathbf{a}_{abs}$ по нормали к соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей в подвижной системе координат $O'X'Y'Z'$ естественного треугольника с размещением в дезаксиальном трехзвенном КШМ в параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ имеет вид

$$\left[x - \sqrt{a_2^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \sin \gamma'_3 \right] \cos \gamma'_3 - \left[y - \sqrt{a_2^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2} \cos \gamma'_3 \right] \sin \gamma'_3 = 0.$$

Угол, задающий в дезаксиальном КШМ относительно оси OZ неподвижной системы координат $OXYZ$ размещение в соприкасающейся плоскости вектора абсолютной скорости винтового движения поршня $\mathbf{v}_{abs}$ по касательной τ к винтовому движению центра приложения O' действующих на поршень внешних сил P_Σ , определяется из соотношения

$$\cos \alpha = \frac{1}{Z} a_2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right] \mp \Sigma q_i,$$

где

$$Z = a_2^2 - (H \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma'_3)^2 + a_2^2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 + \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} - \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda k}{1 - \lambda} \right)^2 \sin^2 \gamma'_3} \right]^2 \mp (\Sigma q_i)^2.$$

Результаты и обсуждение. Основной результат исследования связан с выводом обладающих новизной аналитических зависимостей описания по поверхности косоугольного открытого геликоида винтового движения поршня с размещением в трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ. Возвращение шатуна в состояние равновесия при перекладке поршня в ВМТ от одной стенки ЦВ к другой происходит в случае его движения по поверхности косоугольного открытого геликоида. Последний задает движение соответствующей

высоте поршня прямолинейной образующей, касательной к возникающей соосно ЦВ цилиндрической поверхности с перекосом поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ или в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ вследствие наличия эксплуатационного зазора.

Эксплуатационный зазор Δ_{1k} задают с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) $Sc_k(Nc_k)$ в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней в виде замыкающего звена размерной цепи допуском радиального биения TCR на нормируемой длине вдоль внутренней поверхности ЦВ на соответствующей высоте поршня разностью между наибольшим и наименьшим расстояниями от точек реальной поверхности до базовой оси в пределах ограниченного хода поршня нормируемого участка его пути, а также параллельной с изменением угла закручивания поршня γ_3 вокруг оси ЦВ соответствующей образующей направляющего конуса с углом уклона при вершине α' .

Способ винтового движения поршня по поверхности косоугольного открытого геликоида в ЦВ с размещением в трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ обеспечивает с прохождением ограниченного хода поршня нормированного участка его пути возвращение шатуна в состояние равновесия при перекладке поршня в ВМТ от одной стенки ЦВ к другой, исключает одностороннее изнашивание юбки поршня, изгиб и скручивание стержня шатуна [2, 3, 17, 18], заклинивание поршня при движении в ЦВ [20], возникающее в том числе из-за неизбежного искажения формы цилиндрических поверхностей деталей в различных сечениях и точках.

Выводы

1. Доказано, что перекося поршня с размещением в КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ возникает вследствие наличия эксплуатационного зазора, задаваемого с исключением неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партии деталей гильз ЦВ и поршней в виде замыкающего звена размерной цепи до-

пуском радиального биения на нормируемой длине вдоль внутренней поверхности ЦВ на соответствующей высоте поршня разностью между наибольшим и наименьшим расстояниями от точек реальной поверхности до базовой оси в пределах ограниченного ходом поршня нормируемого участка его пути.

2. Доказано, что возвращение шатуна в состояние равновесия при перекидке поршня в ВМТ от одной стенки ЦВ к другой происходит в случае его движения по поверхности косоугольного геликоида, задающего движение соответствующей высоте поршня прямолинейной образующей, касательной к возникающей соосно ЦВ цилиндрической поверхности вращения с перекосом поршня в общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ или в плоскости параллельного переноса оси ЦВ относительно общей плоскости взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ, а также параллельной с изменением угла закручивания поршня вокруг оси ЦВ соответствующей образующей направляющего конуса с углом уклона при вершине.

3. Выведена система параметрических уравнений, описывающая винтовое движение поршня по поверхности косоугольного геликоида в пределах ограниченного ходом поршня нормируемого участка его пути с размещением в аксиальном и дезаксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоскостях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ.

4. Получены выражения для нахождения ограниченного ходом поршня нормируемого участка его пути по поверхности косоугольного геликоида в ЦВ с размещением в аксиальном и дезаксиальном трехзвенном КШМ в общей плоскости или параллельных плоско-

стях взаимно перпендикулярных осей ЦВ и КВ.

5. Для исключения неопределенности среднего зазора (натяга) в сопряжениях рассортированных в партиях деталей гильз ЦВ и поршней назначение приемочных границ следует проводить в отношении уменьшенных допусков действительных размеров на допуск формы реальных поверхностей в диаметральной выражении $TCEd = T_{\phi}d(2\Delta_{\phi}d)$, $TCED = T_{\phi}D(2\Delta_{\phi}D)$ в пределах случайного рассеивания среднего размера $(-\varepsilon, \bar{x}_0] \cap [\bar{x}_0, +\varepsilon) \Leftrightarrow \alpha_1 \cup \beta_1$ относительно верхней и нижней приемочных границ [4]. Уменьшенный допуск действительных размеров для цилиндрического внутреннего элемента следует задавать алгебраической разностью между размером максимума материала и нижним предельным размером отверстия, а для цилиндрического наружного элемента — алгебраической разностью между верхним предельным размером вала и размером максимума материала. По ним с установленным влиянием допускаемой погрешности измерений на результат разбраковки, разбиения допусков действительных размеров на равное число размерных групп следует проводить приемочный контроль годных деталей для сборки равного количества деталей одноименных k -х размерных групп [4]. Иначе назначение приемочных границ необходимо проводить посредством их смещения для крайних размерных групп по одной приемочной границе, а для промежуточных — для обеих на вероятностное предельное значение выхода размера за каждую границу допуска у неправильно принятых бракованных деталей при известной точности технологического процесса или на значение половины допускаемой погрешности измерений при неизвестной точности технологического процесса [5].

Литература

- [1] Dudareva N.Yu., Enikeev R.D., Ivanov V.Yu. Thermal protection of internal combustion engines pistons. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 206, pp. 1382–1387, doi: <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.649>
- [2] Baskov V., Ignatov A., Polotnyanshikov V. Assessing the influence of operating factors on the properties of engine oil and the environmental safety of internal combustion engine. *Transp. Res. Proc.*, 2020, vol. 50, pp. 37–43, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.005>
- [3] Dolatabadi N., Littlefair B., De la Cruz M. et al. A transient tribodynamic approach for the calculation of internal combustion engine piston slap noise. *J. Sound Vib.*, 2015, vol. 352, pp. 192–209, doi: <http://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.014>
- [4] Chigrik N. The method of assembly an equal number of parts of eponymous dimensional groups. *AIP Conf. Proc.*, 2024, vol. 3154, art. 020002, doi: <http://doi.org/10.1063/5.0202064>

- [5] Chigrik N. The method of assembly an equal number of parts of eponymous intermediate and extreme dimensional groups. *AIP Conf. Proc.*, 2024, vol. 3243, art. 020111, doi: <http://doi.org/10.1063/5.0247484>
- [6] Glukhov V.I., Grinevich V.A., Shalay V.V. Tolerance system for linear maximum material sizes and their inspection by calibers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1210, art. 012050, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012050>
- [7] Glukhov V.I., Grinevich V.A., Shalay V.V. The linear sizes tolerances and fits system modernization. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2018, vol. 998, art. 012012, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/998/1/012012>
- [8] Tsai J.-C., Chou T.-T., Chang V. Statistical analysis of contact stiffness for shaft-bearing assembly with tolerancing and fit. *Procedia CIRP*, 2020, vol. 92, pp. 45–50, doi: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.05.170>
- [9] Laurent P., Rouetbi O., Anselmetti B. Tolerance analysis of hyperstatic mechanical systems with deformations. *Procedia CIRP*, 2018, vol. 75, pp. 244–249, doi: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.04.059>
- [10] Noppachai S., Suthep B. Decision making for effective assembly machined parts selection using fuzzy AHP and fuzzy logic. *Mater. Today: Proc.*, 2020, vol. 26-2, pp. 2265–2271, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.491>
- [11] Ghandi S., Masehian E. Review and taxonomies of assembly and disassembly path planning problems and approaches. *Comput. Aided Des.*, 2015, vol. 67–68, pp. 58–86, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2015.05.001>
- [12] Kannan S.M., Pandian R.G. A new selective assembly model for achieving specified clearance in radial assembly. *Mater. Today: Proc.*, 2021, vol. 46–47, pp. 7411–7417, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.1229>
- [13] Caputo A.C., Di Salvo G. An economic decision model for selective assembly. *Int. J. Prod. Econ.*, 2019, vol. 207, pp. 56–69, doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijpe.2018.11.004>
- [14] Xuguang T., Jian Z., Peiyu X. Wear resistance mechanism of engine piston skirt coating under cold start condition. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 118, art. 104912, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104912>
- [15] Wang Y., Yao C., Barber G.C. et al. Scuffing resistance of coated piston skirts run against cylinder bores. *Wear*, 2005, vol. 259, no. 7–12, pp. 1041–1047, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.12.005>
- [16] Zhongjian P., Yi Z. Numerical investigation into high cycle fatigue of aero kerosene piston engine connecting rod. *Eng. Fail. Anal.*, 2021, vol. 120, art. 105028, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105028>
- [17] Zhou S., Shuqing K. Analysis of quality defects in the fracture surface of fracture splitting connecting rod based on three-dimensional crack growth. *Results Phys.*, 2018, vol. 10, pp. 1022–1029, doi: <http://doi.org/10.1016/j.rinp.2018.08.022>
- [18] Strozzi A., Boldini A., Giacomini M. et al. A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods. *Eng. Fail. Anal.*, 2016, vol. 60, pp. 20–39, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.034>
- [19] Uma Maheswara Rao S.V., Hanumanta Rao T.V., Satyanarayana K. et al. Fatigue analysis of sundry i.c engine connecting rods. *Mater. Today: Proc.*, 2018, vol. 5, no. 2–1, pp. 4958–4964, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.073>
- [20] Deulgaonkar V.R., Ingolikar N., Barkar A. et al. Failure analysis of diesel engine piston in transport utility vehicles. *Eng. Fail. Anal.*, 2021, vol. 120, art. 105008, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105008>

References

- [1] Dudareva N.Yu., Enikeev R.D., Ivanov V.Yu. Thermal protection of internal combustion engines pistons. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 206, pp. 1382–1387, doi: <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.649>
- [2] Baskov V., Ignatov A., Polotnyanshikov V. Assessing the influence of operating factors on the properties of engine oil and the environmental safety of internal combustion engine.

- Transp. Res. Proc.*, 2020, vol. 50, pp. 37–43, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.005>
- [3] Dolatabadi N., Littlefair B., De la Cruz M. et al. A transient tribodynamic approach for the calculation of internal combustion engine piston slap noise. *J. Sound Vib.*, 2015, vol. 352, pp. 192–209, doi: <http://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.014>
- [4] Chigrik N. The method of assembly an equal number of parts of eponymous dimensional groups. *AIP Conf. Proc.*, 2024, vol. 3154, art. 020002, doi: <http://doi.org/10.1063/5.0202064>
- [5] Chigrik N. The method of assembly an equal number of parts of eponymous intermediate and extreme dimensional groups. *AIP Conf. Proc.*, 2024, vol. 3243, art. 020111, doi: <http://doi.org/10.1063/5.0247484>
- [6] Glukhov V.I., Grinevich V.A., Shalay V.V. Tolerance system for linear maximum material sizes and their inspection by calibers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1210, art. 012050, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012050>
- [7] Glukhov V.I., Grinevich V.A., Shalay V.V. The linear sizes tolerances and fits system modernization. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2018, vol. 998, art. 012012, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/998/1/012012>
- [8] Tsai J.-C., Chou T.-T., Chang V. Statistical analysis of contact stiffness for shaft-bearing assembly with tolerancing and fit. *Procedia CIRP*, 2020, vol. 92, pp. 45–50, doi: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.05.170>
- [9] Laurent P., Rouetbi O., Anselmetti B. Tolerance analysis of hyperstatic mechanical systems with deformations. *Procedia CIRP*, 2018, vol. 75, pp. 244–249, doi: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.04.059>
- [10] Noppachai S., Suthep B. Decision making for effective assembly machined parts selection using fuzzy AHP and fuzzy logic. *Mater. Today: Proc.*, 2020, vol. 26–2, pp. 2265–2271, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.491>
- [11] Ghandi S., Masehian E. Review and taxonomies of assembly and disassembly path planning problems and approaches. *Comput. Aided Des.*, 2015, vol. 67–68, pp. 58–86, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2015.05.001>
- [12] Kannan S.M., Pandian R.G. A new selective assembly model for achieving specified clearance in radial assembly. *Mater. Today: Proc.*, 2021, vol. 46–17, pp. 7411–7417, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.1229>
- [13] Caputo A.C., Di Salvo G. An economic decision model for selective assembly. *Int. J. Prod. Econ.*, 2019, vol. 207, pp. 56–69, doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijpe.2018.11.004>
- [14] Xuguang T., Jian Z., Peiyu X. Wear resistance mechanism of engine piston skirt coating under cold start condition. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 118, art. 104912, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104912>
- [15] Wang Y., Yao C., Barber G.C. et al. Scuffing resistance of coated piston skirts run against cylinder bores. *Wear*, 2005, vol. 259, no. 7–12, pp. 1041–1047, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.12.005>
- [16] Zhongjian P., Yi Z. Numerical investigation into high cycle fatigue of aero kerosene piston engine connecting rod. *Eng. Fail. Anal.*, 2021, vol. 120, art. 105028, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105028>
- [17] Zhou S., Shuqing K. Analysis of quality defects in the fracture surface of fracture splitting connecting rod based on three-dimensional crack growth. *Results Phys.*, 2018, vol. 10, pp. 1022–1029, doi: <http://doi.org/10.1016/j.rinp.2018.08.022>
- [18] Strozzi A., Boldini A., Giacomini M. et al. A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods. *Eng. Fail. Anal.*, 2016, vol. 60, pp. 20–39, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.034>
- [19] Uma Maheswara Rao S.V., Hanumanta Rao T.V., Satyanarayana K. et al. Fatigue analysis of sundry i.c engine connecting rods. *Mater. Today: Proc.*, 2018, vol. 5, no. 2–1, pp. 4958–4964, doi: <http://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.073>
- [20] Deulgaonkar V.R., Ingolikar N., Barkar A. et al. Failure analysis of diesel engine piston in transport utility vehicles. *Eng. Fail. Anal.*, 2021, vol. 120, art. 105008, doi: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105008>

Информация об авторе

ЧИГРИК Надежда Николаевна — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технический сервис, механика и электротехника, факультета технического сервиса в АПК». Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина (644008, Омск, Российская Федерация, ул. Физкультурная д. 1, e-mail: chigrik2014@gmail.com).

Information about the author

CHIGRIK Nadezhda Nikolaevna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Technical Service, Mechanics and Electrical Engineering, Faculty of Technical Service in Agro-Industrial Complex. Omsk State Agrarian University named after P.A. Stolypin (644008, Omsk, Russian Federation, Fizkulturnaya St., Bldg. 1, e-mail: chigrik2014@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Чигрик Н.Н. Движение поршня в цилиндре вращения с бесконечной малостью влияния деформации сдвига шатуна. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 6, с. 70–84.

Please cite this article in English as:

Chigrik N.N. The movement of the piston in the cylinder of rotation with an infinite smallness of influence of the sheared for motion of the connecting rod. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 6, pp. 70–84.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебник**

«Теория механизмов и механика машин»

**Авторы: Г.А. Тимофеев, А.К. Мусатов, С.А. Попов,
К. В. Фролов**

В издании изложены основы теории механизмов и механики машин, рассмотрены свойства отдельных типов механизмов, широко применяемых в самых различных конструкциях машин, приборов и устройств. Приведены и проанализированы задачи совершенствования современной техники, создания высокопроизводительных машин и систем, освобождающих человека от трудоемких процессов, с учетом упругости звеньев, трения и изнашивания кинематических пар. Рассмотрены виброактивность и виброзащита, методы проектирования схем основных видов механизмов, управления движением системы механизмов, основы автоматизированного проектирования механизмов машин.

Учебник отражает современные научные и практические знания, используемые при решении задач преобразования и передачи механической энергии, при проектировании и создании самых различных видов технических средств, и соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего образования четвертого поколения и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Для студентов машиностроительных вузов и технических университетов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>