

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДОПУСКА ПОСАДКИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ТОЧНОСТЬ СБОРКИ НЕПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗМЗ-511.10. ЧАСТЬ 1

С учетом влияния конструктивной и эксплуатационной составляющей функционального допуска посадки установлены предельные значения функциональных натягов в неподвижных сопряжениях деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 в соответствии с выполнением условий обеспечения точности и наилучшей долговечности соединений с натягом, а также что допуск формы ограничивает отклонение формы реальных поверхностей при рассмотрении определений предельных размеров отверстия и вала, данных ГОСТ 26346-89 с позиции максимума и минимума материала, а отклонения формы, ограниченные полем допуска размера, уменьшают поле допуска действительных размеров на значение допуска формы и посредством сужения допуска формы можно расширить поле допуска размера при установке между допуском формы и допуском размера рационального соотношения по ГОСТ 24643-81.

Ключевые слова: посадка с натягом, допуск посадки, размерная цепь, погрешность, отклонение формы поверхностей, запрессовка.

Все конструктивные элементы деталей с сопрягаемыми поверхностями, имеющими одинаковый номинальный размер, сохраняют полную неподвижность или обеспечивают возможность движения друг относительно друга. Для обеспечения подвижности соединений действительный размер отверстия, представляющий собой охватывающий элемент, должен быть больше действительного размера вала — охватываемого элемента, а для обеспечения неподвижности соединения деталей действительный размер вала, как охватываемый элемент, должен быть больше действительного размера отверстия — охватывающего элемента. Для деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 выполнение данных условий при запрессовке подшипниковой втулки в верхнюю головку шатуна и запрессовке поршневого пальца в отверстие в поршне при сборке поршня с шатуном приводит к неизбежному искажению формы сопрягаемых поверхностей деталей, их деформации при увеличении до значений наибольшего натяга N_{max} посредством растяжения нагревом внутреннего диаметра отверстия в поршневой головке шатуна, сопрягаемого с подшипниковой втулкой и внутреннего диаметра отверстия в поршне при соединении его с поршневым пальцем и одновременном сжатии наружного диаметра подшипниковой втулки и наружного диаметра поршневого пальца до значений наименьшего натяга N_{min} . При этом элементные раз-

меры в исследуемых сопряжениях после сборки становятся одинаковыми.

Работоспособность деталей и механизмов автомобиля зависит от изменения предельных отклонений в подвижных сопряжениях вследствие износа деталей, ослабления сопрягаемых посадочных соединений, нарушения нагрузочного режима, несоблюдения норм точности на сборку изделий и взаимной увязки отклонений размеров, формы и расположения, шероховатости поверхностей с точки зрения их влияния на погрешность измерений. При этом погрешность измерений зависит не только от точности применяемых средств измерений, но и от полноты реализации стандартных определений измеряемых величин, применяемого метода измерений, метода сборки, условий, способа и схемы измерений, правильности и соответствия значений в конструкторской документации технических записей нормам точности, установления соответствия терминологии геометрических величин, их условных обозначений стандартным определениям на диаметр вала и отверстия по ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82 [1, 2], на допуски формы и расположения поверхностей — по ГОСТ 24642-81, ГОСТ 24643-81 [3, 4].

Все размеры с проставленными нормами точности подразделяются на элементные, образующие посадку с сопрягаемой деталью, и координирующие, определяющие положение детали друг относительно друга. Реальная форма поверхностей делает

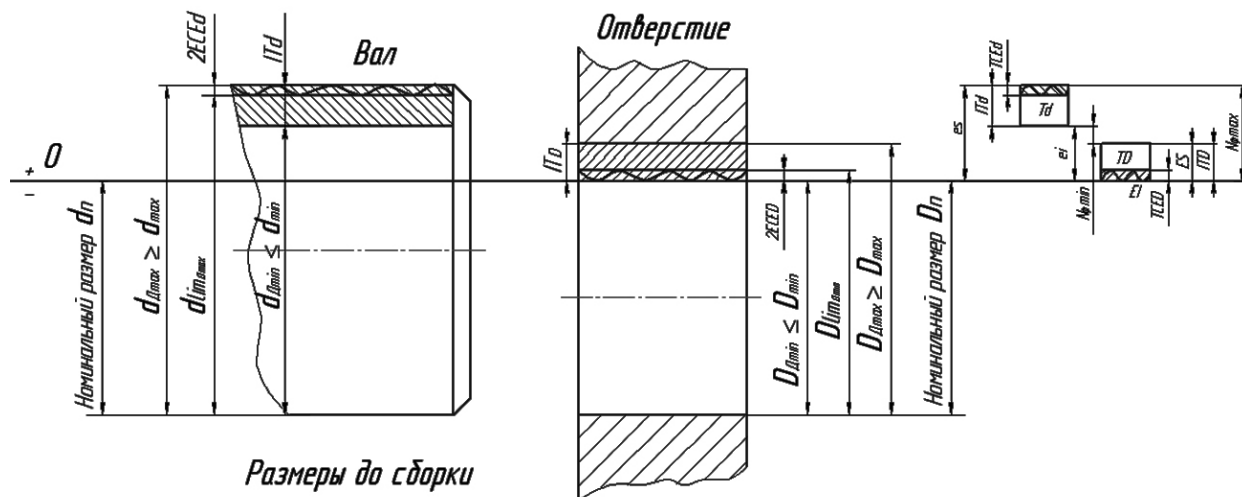


Рис. 1. Расположение полей допусков в неподвижном соединении деталей по посадке с натягом и графическое пояснение образования предельных значений размеров и отклонений с учетом влияния допуска формы поверхностей

элементный размер переменным, ограниченным двумя значениями — наибольшим и наименьшим. Наибольший диаметр вала определяется диаметром прилегающего цилиндра, а его наименьший диаметр — минимальным расстоянием между противоположными точками цилиндрической поверхности. Допуск элементного размера ограничивает отклонение формы его поверхностей, а допуск координирующего размера — отклонения расположения образующих его элементов. При нормировании отклонений формы, ее количественной оценке и взаимном расположении поверхностей используется принцип прилегающих прямых, поверхностей и профилей.

Действительные размеры годных отверстий и валов в партии деталей, изготовленных в соответствии с технической документацией, могут колебаться между заданными предельными значениями размеров. При этом значения зазоров и натягов в сопряжении изменяются в зависимости от значений действительных размеров сопрягаемых деталей. При измерениях и сортировке деталей на размерные группы валы сортируются по наибольшему диаметру, а отверстия — по наименьшему.

Соединение поршневого пальца с отверстием в поршне при сборке поршня с шатуном автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 осуществляется методом групповой взаимозаменяемости, поскольку сборка данных сопряжений по методу полной взаимозаменяемости технически и экономически не целесообразна в связи с тем, что производственные допуски деталей соединения значительно больше установленных техническими требованиями к допуску посадки. Соответственно, существующий производственный допуск на изготовление деталей сопряжения искусственно уменьшают TD/n , Td/n , чтобы получить равенство допусков $TP=TN$, $TP=TS$ и по суженным допускам TD_r , Td_r детали сортируют на размерные группы. При сборке деталей соединения, относящиеся к одной размерной группе, обеспечивается посадка по методу полной взаимозаменяемости в соответствии с требованиями технической документации, что предопределяет стабильность посадок в соединениях, их надежность в работе и долговечность. При измерении и сортировке по группам действительных ремонтных размеров исследуемых сопряжений деталей цилиндрических поршневых групп автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 проверяется разность между предельно допустимыми значениями

элементных размеров с учетом влияния отклонения формы поверхностей деталей, определяемая значением натяга $N = d_{ei}^{es-2ECED} - D_{EI+2ECED}^{ES} = d_{ei}^{es-TCED} - D_{EI+TCED}^{ES}$ при выполнении условия $d < D$ или значением зазора $S = D_{EI}^{ES-2ECED} - d_{ei+2ECED}^{es} = D_{EI+TCED}^{ES} - d_{ei}^{es-TCED}$, в случае, когда размер отверстия до сборки больше размера вала $D > d$.

Принимая во внимание, что ГОСТ 25346-89 [2] дает определение предельных размеров отверстия и вала с учетом отклонений формы с позиции предела максимума и минимума материала, а положениями ГОСТ 26642-81 [3] установлено, что отклонение формы реальной поверхности относительно номинальной, заданной чертежом, оценивается наибольшим расстоянием (ECE) от точек реального элемента по нормали к номинальной прилегающей поверхности в пределах нормируемого участка (l), за наибольший предельно допускаемый размер вала принимается диаметр описанного прилегающего цилиндра наименьшего возможного радиуса, который бы касался наиболее выступающих точек реальной цилиндрической поверхности и, учитывая, что данный диаметр должен быть не больше предела максимума материала или наибольшего предельного размера. При этом за наименьший предельно допускаемый размер вала принимается размер, измеренный двухточечным инструментальным измерительным средством при условии, что данный размер должен быть не меньше предела минимума материала или наименьшего предельного размера. Соответственно, за наименьший размер отверстия принимается диаметр вписанного цилиндра наибольшего возможного радиуса, который касался бы наиболее выступающих точек реальной внутренней цилиндрической поверхности при условии, что данный диаметр должен быть не меньше предела максимума материала или наименьшего предельного размера отверстия. За наибольший размер отверстия принимается размер, измеренный двухточечным инструментальным средством измерений, который должен быть не больше предела минимума материала или наибольшего предельного размера отверстия (рис. 1).

Действительный размер отверстия, измеренный по прилегающему вписанному цилиндру, является наименьшим, а наибольший действительный размер определяется отклонениями формы, ограниченный допуском формы $D_{Amax} = D_{Amin} + 2ECED$, поскольку действительный размер в соответствии с ГОСТ

25346-89 (СТ СЭВ 145-88) определяется как размер, полученный в результате измерений с допустимой погрешностью. Действительный размер вала, измеренный по прилегающему описанному цилиндру, является наибольшим, а наименьший действительный размер определяется отклонениями формы, ограниченными допуском формы $d_{Amin} = d_{Amax} - 2ECED$. Отклонения формы уменьшают поле допуска действительных размеров на значение допуска формы, при этом расширить поле допуска можно только за счет уменьшения допуска формы

$$Dlim_{Amin} \leq D_{max} - 2ECED, D_{Amin} \geq D_{min}, D_{Amax} \leq D_{max};$$

$$Dlim_{Amax} \geq D_{min} + 2ECED, D_{Amin} \leq D_{min}, D_{Amax} \geq D_{max};$$

$$dlim_{Amin} \leq d_{max} - 2ECED, d_{Amin} \geq d_{min}, d_{Amax} \leq d_{max};$$

$$dlim_{Amax} \geq d_{min} + 2ECED, d_{Amax} \leq d_{max}, d_{Amin} \geq d_{min}.$$

Соответственно, реальные зазоры в сопряжении будут уменьшаться при уменьшении поля допуска действительных размеров на значение допусков формы

$$\begin{aligned} TS = S_{\phi_{max}} - S_{\phi_{min}} &= D_{EI}^{ES} - d_{ei}^{es-TCED} = \\ &= (D_{max} - d_{min}) - (D_{min} - d_{max}) = \\ &= (Dlim_{Amin} + 2ECED - (dlim_{Amax} - 2ECED)) - \\ &- (Dlim_{Amax} - 2ECED - (dlim_{Amin} + 2ECED)), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} TN = N_{\phi_{max}} - N_{\phi_{min}} &= d_{ei+TCED}^{es} - D_{EI}^{es-TCED} = \\ &= (d_{max} - D_{min}) - (d_{min} - D_{max}) = \\ &= (dlim_{Amin} + 2ECED - (Dlim_{Amax} - 2ECED)) - \\ &- (dlim_{Amax} - 2ECED - (Dlim_{Amin} + 2ECED)). \end{aligned}$$

В соответствии с положениями ГОСТ 24643-81 [4] допуски формы цилиндрических поверхностей составляют 30, 20 или 12 % от допуска размера. При этом допуск формы (TF) ограничивает отклонение радиуса цилиндрических поверхностей и определяется наибольшим допустимым отклонением формы, а допуск размера (IT) ограничивается отклонением диаметра поверхностей. Поле допуска формы определяется областью в пространстве или на плоскости, внутри которой находятся все точки реальной поверхности или реального профиля.

Относительная неподвижность при запрессовке подшипниковой втулки в верхнюю головку шатуна и запрессовке поршневого пальца в отверстие поршня при сборке поршня с шатуном обеспечивается за счет упругих деформаций, возникающих при запрессовке. Сборка данных сопряжений требует весьма высокой точности, характеризуется резко переменными нагрузками и разборке подвергаются крайне редко.

Требуемые предельные значения натягов в исследуемых сопряжениях установлены из условий обеспечения их наибольшей долговечности:

$$\begin{aligned} N_{max} &\leq N_{max \text{ функц. расч.}} \\ N_{max \text{ функц. расч.}} - N_{max \text{ табл.}} &= \Delta_{сб}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} N_{min} &\geq N_{min \text{ функц. расч.}} \\ N_{min \text{ функц. расч.}} - N_{min \text{ табл.}} &= \Delta_{з}, \Delta_{з} > \Delta_{сб}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\Delta_{з}$ — запас точности соединения при эксплуатации, назначаемый на неподвижное соединение при запрессовке сопрягаемых деталей для возможности проведения повторной запрессовки, определяется разностью значений наименьшего функционального натяга ($N_{min \text{ функц. расч.}}$), установленного из условий обеспечения наилучшей долговечности сопряжения и наименьшего натяга ($N_{min \text{ табл.}}$), обеспечивающего экономически приемлемую точность изготовления деталей сопряжения;

$\Delta_{сб}$ — запас точности при сборке соединения или технологический запас на сборку соединяемых деталей, назначаемый для обеспечения точности сборки неподвижного соединения при запрессовке сопрягаемых деталей, учитывает резко переменные нагрузки, связанные с понижением прочности материала деталей и повышением усилий, возникающих вследствие перекосов сопрягаемых деталей, колебания коэффициента трения и температуры, определяется разностью значений наибольшего функционального натяга ($N_{max \text{ функц. расч.}}$), установленного из условий обеспечения наилучшей долговечности сопряжения и наибольшего натяга ($N_{max \text{ табл.}}$), обеспечивающего приемлемую точность изготовления деталей сопряжения.

При этом чем выше числовые значения запаса на эксплуатацию $\Delta_{з}$ и запаса на сборку $\Delta_{сб}$, тем выше надежность и долговечность прессовых соединений, меньше усилие запрессовки и напряжение в материалах деталей, приводящих к их разрушению.

В соответствии с изложенными положениями в исследуемых сопряжениях деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 запас на эксплуатацию ($\Delta_{з}$) при запрессовке подшипниковой втулки в отверстие поршневой головки шатуна и запрессовке поршневого пальца в отверстие в поршне при его сборке с шатуном учитывает наличие динамических нагрузок и возможность проведения повторной запрессовки при ремонте, а запас на сборку ($\Delta_{сб}$) — перекосы при проведении запрессовки.

При запрессовке подшипниковой втулки в отверстие поршневой головки шатуна в сборе (рис. 2) максимальный функциональный натяг ($N_{max \text{ функц.}}$) определяется из условия обеспечения прочности сопрягаемых деталей

$$N_{max \text{ функц.}} = p_{\phi} \cdot d_H \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (3)$$

где p_{ϕ} — наибольшее допускаемое давление на контактную поверхности, возникающее под влиянием натяга:

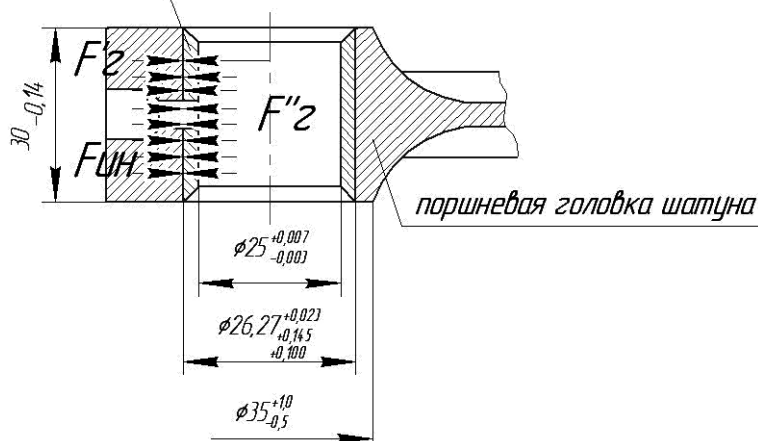
$$\text{для отверстия } p_{\phi D} \leq 0,58 \cdot \sigma_{mD} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2 \right], \text{ Па}, \quad (4)$$

$$\text{для вала } p_{\phi d} \leq 0,58 \cdot \sigma_{md} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right], \text{ Па}, \quad (5)$$

где σ_{mD} , σ_{md} — пределы текучести материалов шатуна и подшипниковой втулки при растяжении, $\sigma_{mD} = 3,6 \cdot 10^8$ Па; $\sigma_{md} = 1,4 \cdot 10^8$ Па [5].

Для определения напряжений и перемещений в полых цилиндрах применялись зависимости, используемые для нахождения числовых значений коэффициентов Ламэ [6],

подшипниковая втулка

Рис. 2. Схема неподвижного прессового соединения подшипниковой втулки с отверстием поршневой головки шатуна, $d_2 > d_H$

$$\frac{N_D}{d_H} = p \cdot \frac{C_D}{E_D}; \quad \frac{N_d}{d_H} = p \cdot \frac{C_d}{E_d},$$

где p — давление, возникающее под влиянием натяга на поверхности контакта в сопряжении подшипниковой втулки и отверстия поршневой головки шатуна;

d_H — номинальный диаметр сопряжения, $d_H = \varnothing 26,27$ мм;

E_d и E_D — модули упругости материала соответственно подшипниковой втулке и шатуну, $E_d = 1,15 \cdot 10^{11}$ Па, $E_D = 2,2 \cdot 10^{11}$ Па [5]. Для изготовления шатуна применяется углеродистая сталь 45Г2 по ГОСТ 4543-71 [7], а подшипниковая втулка изготавливается из оловянно-цинково-свинцовой бронзы марки БрОЦС 4-4-2,5 по ГОСТ 15885-77 [8].

C_D и C_d — коэффициенты Ламэ, соответственно шатуна и втулки, $C_D = 3,91$ и $C_d = 19,847$, определялись из выражений

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2} - \mu_d,$$

где μ_D , μ_d — коэффициенты Пуассона соответственно материалу подшипниковой втулки и шатуна $\mu_d = 0,35$; $\mu_D = 0,33$ [5];

d_1 — диаметр отверстия во втулке, $d_1 = \varnothing 25,0^{+0,007}_{-0,003}$ мм;

d_2 — наружный диаметр верхней головки шатуна, $\varnothing 35,0^{+1,0}_{-0,5}$ мм.

Расчетные значения наибольших допускаемых давлений на контактной поверхности, возникающих под влиянием натяга для отверстия (p_{oD}) и вала (p_{oD}), вычисляемые по формулам (4, 5), составили

$$p_{oD} \leq 0,58 \cdot \sigma_{mD} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2 \right] = 0,58 \cdot 3,6 \cdot 10^8 \cdot \left[1 - \left(\frac{26,27}{35}\right)^2 \right] = 9,117 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$p_{oD} \leq 0,58 \cdot \sigma_{mD} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2 \right] = 0,58 \cdot 1,4 \cdot 10^8 \cdot \left[1 - \left(\frac{25}{26,27}\right)^2 \right] = 7,661 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Поскольку $N_{\max \text{ функц}}$ рассчитывается по наименьшему значению p_o , то за наибольшее допускаемое давление на контактной поверхности из расчетных значений принято значение $p_{oD} = 7,661 \cdot 10^6$ Па

$$N_{\max \text{ функц}} = p_o \cdot d_H \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 7,661 \cdot 10^6 \cdot 26,27 \cdot \left(\frac{3,91}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{19,847}{1,15 \cdot 10^{11}} \right) = 0,00003831 \text{ м} = 38,31 \text{ мкм}.$$

При запрессовке подшипниковой втулки в отверстие верхней головки шатуна в сборе минимальный функциональный натяг ($N_{\min \text{ функц}}$) определяется из условия обеспечения точности сопрягаемых деталей при нагружении изгибающим моментом $M_{\text{сжфш. заделки}}$ от сжимающей силы $N_{\text{сжфш. заделки}}$ заделки согласно приведенной зависимости

$$N_{\min \text{ функц}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_{\text{сжфш. заделки}}}{d_H} \right)^2 + (N_{\text{сжфш. заделки}})^2}}{\pi \cdot L \cdot f} \rightarrow \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 203,507}{0,02627 \cdot 10^3} \right)^2 + (12,936)^2}}{\pi \cdot 0,030 \cdot 0,020} \rightarrow \left(\frac{3,91}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{19,847}{1,15 \cdot 10^{11}} \right) = 0,00000204 \text{ м} = 2,04 \text{ мкм},$$

где $M_{\text{сжфш. заделки}}$ — изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы, $M_{\text{сжфш. заделки}} = 203,507$ Н·м при угле заделки нагруженного участка $\varphi_{\text{ш. заделки}} = 105^\circ$;

$N_{\text{сжфш. заделки}}$ — нормальная сила для нагруженного участка от сжимающей силы, $N_{\text{сжфш. заделки}} = 131,683$ Н; f — коэффициент трения; $f = 0,20$; L — длина сопряжения, $L = 30^{+0,14}_{-0,14}$ мм.

Изгибающий момент в вертикальном сечении проушины верхней головки шатуна (рис. 3) определялся зависимостью [9]

$$M_o = -P_{\text{ш}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{\text{ш. заделки}} - 0,0297), \text{ Н} \cdot \text{м},$$

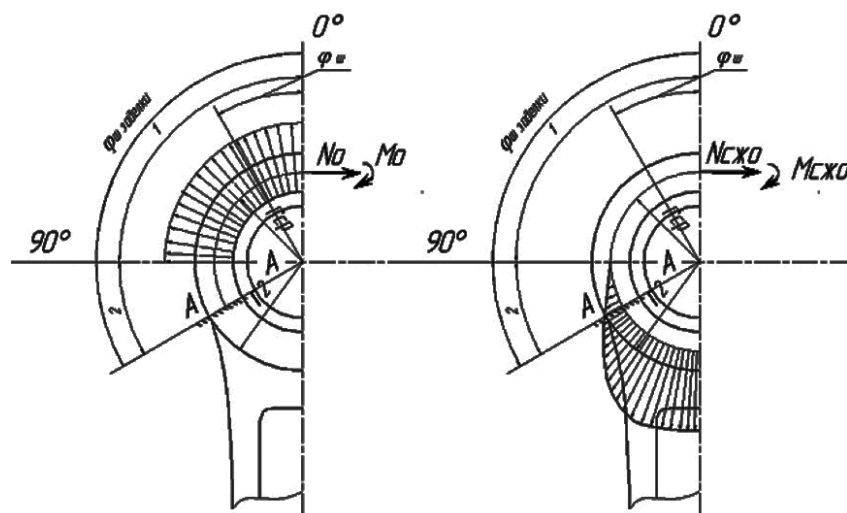


Рис. 3. Схема распределения нагрузок на поршневую головку шатуна при ее сопряжении с подшипниковой втулкой:
а — при растяжении; б — при сжатии

где $\varphi_{ш.заг.}$ — угол заделки, $\varphi_{ш.заг.} = (90...130)$ град;

$r_{cp} = \frac{d_2 + d_i}{4} = \frac{35 + 26,27}{4} = 0,015$ м — средний радиус поршневой головки;

P_{jn} — суммарная сила инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) =$$

$$= -0,7 \cdot 334,93 \cdot 0,036 \cdot (1 + 0,462) = -4133,91 \text{ Н},$$

где m_n — масса поршневой группы, кг, $m_n = 0,7$ кг;

R — радиус кривошипа, м; $R = 0,036$ м;

λ — отношение радиуса кривошипа R_k к длине шатуна $L_{ш}$;

$$\lambda = \frac{R}{L_{ш}} = 0,462; L_{ш} = 0,078 \text{ м};$$

ω_n — угловая скорость при нормальной частоте вращения коленчатого вала автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{\pi \cdot 3200}{30} = 334,93 \text{ с}^{-1};$$

n_n — номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; $n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$.

Изгибающий момент в вертикальном сечении проушины верхней головки шатуна M_o

$$M_o = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.заг.} - 0,0297) =$$

$$= -(-4133,91) \cdot 0,015 \cdot (0,00033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,307 \text{ Н·м},$$

нормальная сила в этом сечении

$$N_o = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.заг.}) =$$

$$= -(-4133,91) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 105) = 1107,89 \text{ Н},$$

нормальная сила в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш.заг.}$ в зависимости от сгибающей силы

$$N\varphi_{ш.заг.} = N_o \cdot \cos\varphi_{ш.заг.} -$$

$$-0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) =$$

$$1107,89 \cdot \cos 105^\circ -$$

$$-0,5 \cdot (-4133,91) \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 2245,08 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш.заг.}$

$$M\varphi_{ш.заг.} = M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.заг.}) +$$

$$+ 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin\varphi_{ш.заг.} - \cos\varphi_{ш.заг.}) =$$

$$= 0,307 + 1107,89 \cdot 0,015 \cdot (1 - \cos 105^\circ) +$$

$$+ 0,5 \cdot (-4133,91) \cdot 0,015 \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = -16,751 \text{ Н·м}.$$

Напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{p.n.} = \left[\frac{2 \cdot M\varphi_{ш.заг.} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{гол})} + \right] \cdot \frac{10^{-6}}{L_{ш} \cdot h_{гол}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot (-16,751) \cdot \frac{6 \cdot 0,015 + 0,044}{0,044 \cdot (2 \cdot 0,015 + 0,044)} + \right] \cdot \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{10^{-6}}{0,078 \cdot 0,0044} = 2,06 \text{ МПа},$$

где $h_{гол} = \frac{d_2 - d_H}{2} = \frac{35 - 26,27}{2} = 0,0044$ м — толщина стенки верхней головки шатуна;

$$K = \frac{E_D \cdot F_{гол}}{E_D \cdot F_{гол} + E_d \cdot F_{вм}} =$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 608,34}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 608,34 + 1,15 \cdot 10^{11} \cdot 99,06} = 0,929 \text{ — коэффи-}$$

циент, учитывающий наличие запрессованной втулки;

$F_{гол} = (d_2 - d_H) \cdot L_{ш} = (35 - 26,27) \cdot 78 = 608,94 \text{ мм}^2$ — площадь сечения стенок головки;

$F_{вм} = (d_H - d_i) \cdot L_{ш} = (26,27 - 25) \cdot 78 = 99,06 \text{ мм}^2$ — площадь сечения втулки.

Значение суммарной силы, сжимающей головку, составило

$$P_{сж} = (p_z - p_o) \cdot F_n - P_{j\max} =$$

$$= (4,45 - 0,1) \cdot 0,006538 \cdot 10^6 - 1557 = 26880 \text{ Н},$$

где $P_{j\max}$ — максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения

$$P_{j\max} = m_n \cdot \omega_H^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = \\ = 0,7 \cdot 334,93^2 \cdot 0,036 \cdot (\cos 370^\circ - 0,462 \cdot \cos 740^\circ) = 1557 \text{ Н},$$

φ — угол поворота коленчатого вала при p_z , $\varphi = 370^\circ$;
 F_n — площадь поршня,

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 91,45^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,006538 \text{ м}^2,$$

p_z — давление сгорания в цилиндре двигателя, $p_z = 4,45$ МПа; p_o — атмосферное давление, $p_o = 0,1$ МПа.

Нормальная сила для нагруженного участка от сжимающей силы

$$N_{сж\varphi_{ш.заделки}} = \\ = P_{сж} \cdot \left[\frac{\frac{N_{сжo}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.заделки}}{2} - \frac{\varphi_{ш.заделки}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.заделки} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.заделки} \right)}{+} \right] = \\ = 26880 \cdot 0,0005 + \left(\frac{\sin 105^\circ}{2} - \frac{105^\circ}{\pi} \cdot 105^\circ - \frac{1}{\pi} \cdot \cos 105^\circ \right) = 12,936 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж\varphi_{ш.заделки}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сжo}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сжo}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.заделки}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.заделки}}{2} - \frac{\varphi_{ш.заделки}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.заделки} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.заделки} \right) \right] = \\ = 26880 \cdot 0,015 \cdot [0,0001 + 0,0005 \cdot (1 - \cos 105^\circ) - \left(\frac{\sin 105^\circ}{2} - \frac{105^\circ}{\pi} \cdot 105^\circ - \frac{1}{\pi} \cdot \cos 105^\circ \right)] = 203,507 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\frac{N_{сжo}}{P_{сж}} = 0,0005$; $\frac{M_{сжo}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,0001$.

Функциональный допуск посадки ($TN_{\text{функц}}$), определяемый суммой значений конструктивного допуска посадки (TN_k) и эксплуатационного допуска ($T\Delta$)

$$TN_{\text{функц}} = TN_k + T\Delta \geq ITD + ITd + \Delta\epsilon + \Delta\sigma\delta,$$

в то же время определяется разностью между наибольшими и наименьшими допускаемыми натягами, исходя из допускаемого изменения эксплуатационных показателей сопрягаемых деталей автомобильного двигателя

$$TN_{\text{функц}} = TN_{\text{max функц}} - TN_{\text{min функц}} = 38,31 - 2,04 = 36,27 \text{ мкм}.$$

Конструктивный допуск посадки TN_k определяется на основании экономически приемлемой точности изготовления деталей соединения и рекомендаций выбора по точности посадок с натягом, назначался для учета компенсации погрешностей изготовления деталей $\Delta_{изг}$ ($\Delta_{изг} \geq ITD + ITd$)

$$TN_k \geq ITD + ITd.$$

Эксплуатационный допуск посадки назначался для сохранения требуемого уровня эксплуатационных показателей деталей в прессовом соединении при их длительной эксплуатации, поскольку учитывает скорость потери точности в сопряжении и трудности восстановления их точности при ремонте

$$T\Delta = \Delta\epsilon + \Delta\sigma\delta.$$

В соответствии с положениями ГОСТ 25346-82 значения допусков IT6 – IT8 для $d_n = 26,27$ мм составляют: IT6 = 13 мкм; IT7 = 21 мкм; IT8 = 33 мкм.

Из функционального ряда допуска посадки определен ее конструктивный допуск, по которому были установлены квалитеты вала и отверстия,

$$TN_k = ITD + ITd,$$

где ITD — табличный допуск отверстия; ITd — табличный допуск вала.

Соответственно, возможно несколько вариантов вычисления значений TN_k и $T\Delta$:

При $TN_k = ITD + ITd = IT7 + IT6 = 21 + 13 = 34$ мкм;
 $T\Delta = TN_{\text{функц}} - TN_k = 36,27 - 34 = 2,27$ мкм, что составляет около — 6,26 % $TN_{\text{функц}}$.

При $TN_k = ITD + ITd = IT6 + IT6 = 13 + 13 = 26$ мкм;
 $T\Delta = TN_{\text{функц}} - TN_k = 36,27 - 26 = 10,57$ мкм, что составляет около 29,14 % $TN_{\text{функц}}$.

При $TN_k = ITD + ITd = IT8 + IT7 = 33 + 21 = 54$ мкм;
 $T\Delta = TN_{\text{функц}} - TN_k = 36,27 - 54 = 17,73$ мкм, что составляет около — 48,88 % $TN_{\text{функц}}$.

Второй вариант дает удовлетворительный результат, а первый и третий — невозможны в связи с превышением значения конструктивного допуска посадки (TN_k) значения функционального допуска ($TN_{\text{функц}}$).

В расчетные предельные натяги введены поправки, учитывающие смятие неровности контактных поверхностей соединяемых деталей, различия рабочей температуры, температуры сборки и коэффициента линейного расширения.

Поправка П1 учитывает смятие неровностей контактных поверхностей соединяемых деталей П1 = $5 \cdot (R_{ad} + R_{ad})$, где R_{ad} , R_{ad} — средние арифметические отклонения профиля относительно отверстия и вала. Значения R_{ad} , R_{ad} определялись из соотношения зависимости шероховатости поверхности от допуска размера $R_a \approx 0,05 \cdot IT$:

$$R_{ad} = 0,05 \cdot IT6 = 0,05 \cdot 13 = 0,65 \text{ мкм};$$

$$R_{ad} = 0,05 \cdot IT6 = 0,05 \cdot 13 = 0,65 \text{ мкм}.$$

В соответствии со стандартными значениями R_a по ГОСТ 2789-73 [10] $R_{ad} = 0,63$ мкм и $R_{ad} = 0,63$ мкм, расчетное значение поправки П1 составило

$$П1 = 5(0,65 + 0,65) = 6,50 \text{ мкм}.$$

Поправка П2 учитывает различия температуры в сопряжении при работе двигателя, температура

сборки и коэффициента линейного расширения, определялась зависимостью

$$\Pi_2 = [\alpha_D \cdot (t_{pD} - t) - \alpha_d \cdot (t_{pd} - t)] \cdot d_H,$$

где t_{pD} и t_{pd} — рабочие температуры деталей, $t_{pD} = t_{pd} = 600 \text{ K}$.

t — температура сборки деталей, $t = 20^\circ \text{C} = 253,15 \text{ K}$;

α_D — термический коэффициент расширения верхней стальной головки шатуна, $1/\text{K}$; $\alpha_D = 1,0 \cdot 10^{-5} 1/\text{K}$;

α_d — термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $1/\text{K}$; $\alpha_d = 1,8 \cdot 10^{-5} 1/\text{K}$;

$$\Pi_2 = [1,0 \cdot 10^{-5} \cdot (600 - 253,15) - 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot (600 - 253,15)] \cdot 26,27 = -0,07 \text{ мкм}.$$

Поправка Π_3 учитывает деформацию деталей от действия центробежных сил и в связи с тем, что скорость вращения сопрягаемых деталей невелика: $\Pi_3 = 0$.

Числовые значения функциональных натягов с учетом поправок составили

$$N_{\text{тах функц. расч.}} = N_{\text{тах функц.}} + 6,50 - 0,07 = 38,31 + 6,50 - 0,07 = 44,11 \text{ мкм} \approx 44 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{мін функц. расч.}} = N_{\text{мін функц.}} + 6,50 - 0,07 = 2,04 + 6,50 - 0,07 = 8,47 \text{ мкм} \approx 9 \text{ мкм}.$$

Поскольку ГОСТ 25347-82 установлена предпочтительность выбора посадок, то для отверстия в поршневой головке шатуна применен допуск размера $IT7$, а для сопрягаемой наружной цилиндрической поверхности подшипниковой втулки — $IT6$.

В целях наилучшего согласования размеров машин, их составных частей, деталей, материалов, расчетов деталей на жесткость и прочность, инструментальных измерительных средств и принимая во внимание, что ГОСТ 25346-89 дает определение но-

Таблица 1
Анализ расчетных посадок рекомендуемых положениями ГОСТ 25347-89 для неподвижного сопряжения подшипниковой втулки с отверстием в поршневой головке шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10

Посадки	$N_{\text{тах табл.}}$	$N_{\text{мін табл.}}$	$\Delta_{\text{сб}}$	$\Delta_{\text{з}}$
$\varnothing 26 \frac{H7}{p6}$	35	1	9	-8
$\varnothing 26 \frac{H7}{r6}$	41	7	3	-2
$\varnothing 26 \frac{H7}{s6}$	48	14	-4	5
$\varnothing 26 \frac{H7}{t6}$	54	20	-10	11

минального размера, как размера, от которого определяются отклонения, то, в соответствии с принципом предпочтительности типоразмеров деталей и типовых соединений [6, 11], значение номинального размера $d_H = \varnothing 26,27 \text{ мм}$ цилиндрического сопряжения подшипниковой втулки с отверстием в поршневой головке шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 было округлено до числового значения $d_H = \varnothing 26 \text{ мм}$ согласно рядом предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-84 и ГОСТ 6636-69 [12, 13].

При проверке выполнения условий обеспечения наилучшей долговечности исследуемого сопряжения неподвижность сопряжения подшипниковой втулки с отверстием верхней головки шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 проверялась из рекомендуемых ГОСТ 25347-82 посадок с натягом в системе отверстия $\varnothing 26 \frac{H7}{p6}$; $\varnothing 26 \frac{H7}{r6}$; $\varnothing 26 \frac{H7}{s6}$; $\varnothing 26 \frac{H7}{t6}$. Из указанных посадок (табл. 1) условиями обеспечения точности и наилучшей долговечности (1, 2) сопряжения подшипниковой втулки с отверстием верхней головки шатуна удовлетворяют посадки $\varnothing 26 \frac{H7}{s6}$ и $\varnothing 26 \frac{H7}{t6}$. Для исследуемого прессового

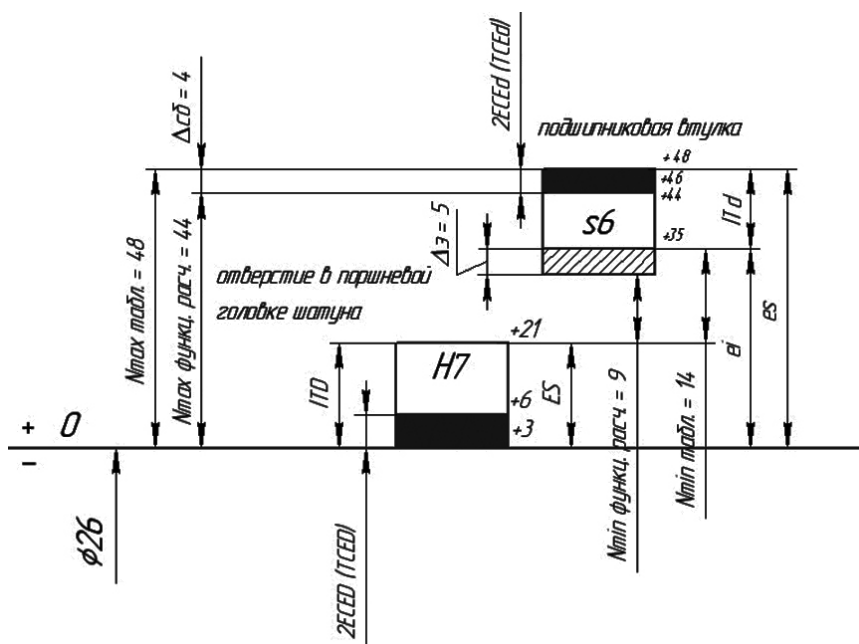


Рис. 4. Схема расположения полей допусков подобранной посадки $\varnothing 26 \frac{H7}{s6}$, удовлетворяющей условиям обеспечения наилучшей долговечности для неподвижного сопряжения подшипниковой втулки с отверстием в поршневой головке шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10

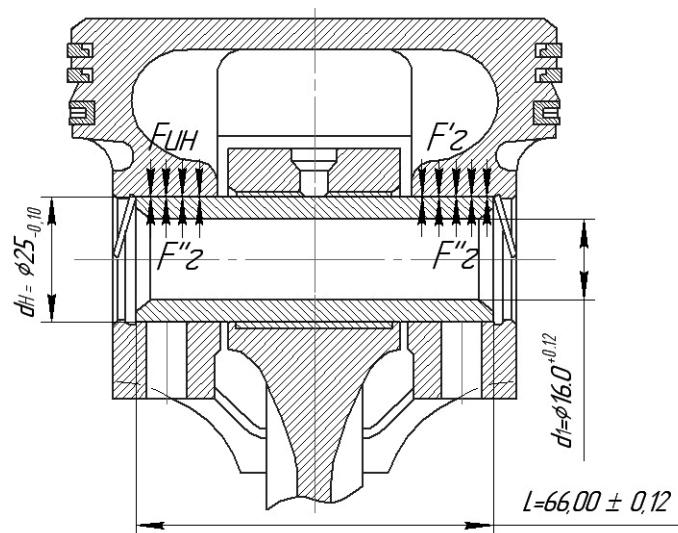


Рис. 5. Схема неподвижного прессового соединения поршневого пальца с отверстием в поршне при его сборке с шатуном

сопряжения была выбрана посадка $\varnothing 26 \frac{H7}{s6}$, как рекомендованная положениями ГОСТ 25347-82 из числа предпочтительных. Схема расположения полей допусков подобранной посадки $\varnothing 26 \frac{H7}{t6}$, удовлетворяющей условиям обеспечения наилучшей долговечности неподвижного сопряжения подшипниковой втулки с отверстием в поршневой головке шатуна, приведена на рис. 4.

При запрессовке поршневого пальца в отверстие в поршне при его сборке с шатуном (рис. 5) максимальный функциональный натяг ($N_{\max \text{ функц1}}$), обеспечивающий выполнение условий прочности сопрягаемых деталей (1, 2) и наилучшую долговечность сопряжения, определялся зависимостью (3)

$$N_{\max \text{ функц1}} = p_{\partial 1} \cdot d_{H1} \cdot \left(\frac{C_{D1}}{E_{D1}} + \frac{C_{d1}}{E_{d1}} \right),$$

где $p_{\partial 1}$ — наибольшее допускаемое давление на контактной поверхности, возникающее под влиянием натяга, определялось по формуле (5)

$$p_{\partial d} = 0,58 \cdot \sigma_{md1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,58 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{16}{25} \right)^2 \right] = 12,3 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

где σ_{md1} — предел текучести материала поршневого пальца при растяжении, $\sigma_{md1} = 3,6 \cdot 10^6$ Па [5].

Для определения напряжений и перемещений в полых цилиндрах применялись зависимости, используемые для нахождения числовых значений коэффициентов Ламэ [6],

$$\frac{N_D}{d_H} = p \cdot \frac{C_D}{E_D}; \quad \frac{N_d}{d_H} = p \cdot \frac{C_d}{E_d},$$

где p — давление, возникающее под влиянием натяга на поверхности контакта при сопряжении подшипниковой втулки и отверстия верхней головки шатуна; d_1 — диаметр отверстия в поршневом пальце, $d_1 = \varnothing 16,0^{+0,12}$ мм; d_{H1} — номинальный диаметр сопряжения, $d_{H1} = \varnothing 25_{-0,10}$ мм;

E_d и E_D — модули упругости материала поршневого пальца и поршня,

$E_{d1} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $E_{D1} = 0,72 \cdot 10^{11}$ Па [5]. Для изготовления поршневого пальца применяется углеродистая сталь 15X по ГОСТ 5639-82 [14], а для изготовления поршня применяется эвтектический алюминиевый сплав АЛ30 [9, 15].

C_{D1} и C_{d1} — коэффициенты Ламэ соответственно поршня и поршневого пальца, $C_{D1} = 1,32$ и $C_{d1} = 2,058$ вычислялись из выражений

$$C_{D1} = 1 + \mu_D = 1 + 0,32 = 1,32; \quad C_{d1} =$$

$$= \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{H1}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{H1}} \right)^2} - \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{16}{25} \right)^2}{1 - \left(\frac{16}{25} \right)^2} - 0,33 = 2,058,$$

где μ_D , μ_d — коэффициенты Пуассона соответственно материала поршня и поршневого пальца $\mu_D = 0,32$; $\mu_d = 0,33$; d_1 — диаметр отверстия в поршневом пальце, $d_1 = \varnothing 16^{+0,12}$ мм;

$$p_{\partial d} = 0,58 \cdot \sigma_{md1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,58 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{16}{25} \right)^2 \right] = 12,3 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

$$N_{\max \text{ функц}} = p_{\partial d} \cdot d_H \cdot \left(\frac{C_{D1}}{E_{D1}} + \frac{C_{d1}}{E_{d1}} \right) =$$

$$= 12,3 \cdot 10^7 \cdot 0,025 \cdot \left(\frac{1,32}{0,72 \cdot 10^{11}} + \frac{2,058}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) =$$

$$= 0,00006150 \text{ м} = 61,50 \text{ мкм.}$$

Минимальный функциональный натяг ($N_{\min \text{ функц}}$) рассчитывался из условия обеспечения точности соединения при одновременном нагружении крутящим моментом ($M_{из}$) и сдвигающей силы (F_d)

$$N_{\min \text{ функц}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{из}}{d_{H1}} \right)^2 + (F_d)^2}}{\pi \cdot L \cdot f} \cdot \left(\frac{C_{D1}}{E_{D1}} + \frac{C_{d1}}{E_{d1}} \right) =$$

Таблица 2
Анализ расчетных посадок рекомендуемых ГОСТ 25347-89
для неподвижного сопряжения поршневого пальца
и отверстия в поршне при его сборке с шатуном автомо-
бильного двигателя ЗМЗ-511.10

Посадки	$N_{\max \text{ табл.}}$	$N_{\min \text{ табл.}}$	$\Delta_{\text{сб}}$	$\Delta_{\text{з}}$
$\varnothing 25 \frac{P7}{h6}$	35	1	33	-26
$\varnothing 25 \frac{R7}{h6}$	41	7	27	-20
$\varnothing 25 \frac{S7}{h6}$	48	14	20	-13
$\varnothing 25 \frac{T7}{h6}$	54	20	14	-7

$$TN_{\text{функц}} = TN_{\max \text{ функц.}} - TN_{\min \text{ функц.}} = 61,50 - 20,31 = 41,19 \text{ мкм.}$$

На основании положений ГОСТ 25346-82 значения допусков $IT6-IT8$ для $d_n = 25$ мм составили: $IT6 = 13$ мкм; $IT7 = 21$ мкм; $IT8 = 33$ мкм. Соответственно, возможно несколько вариантов значений TN_k и Tz :

При $TN_k = ITD + ITd = IT7 + IT6 = 21 + 13 = 34$ мкм;
 $Tz = TN_{\text{функц}} - TN_k = 41,19 - 34 = 7,19$ мкм, что составляет около 17,46 % $TN_{\text{функц.}}$

При $TN_k = ITD + ITd = IT6 + IT6 = 13 + 13 = 26$ мкм;
 $Tz = TN_{\text{функц}} - TN_k = 41,19 - 26 = 15,19$ мкм, что составляет около 36,88 % $TN_{\text{функц.}}$

При $TN_k = ITD + ITd = IT8 + IT7 = 33 + 21 = 54$ мкм;
 $Tz = TN_{\text{функц}} - TN_k = 41,19 - 54 = -12,81$ мкм, что составляет около -31,1 % $TN_{\text{функц.}}$

Второй вариант дает удовлетворительный результат, первый — возможен только с применением селективной сборки, а третий вариант невозможен из-за превышения значения конструктивного допуска посадки (TN_k) значения функционального допуска ($TN_{\text{функц.}}$).

В расчетные предельные натяги введены поправки, учитывающие снятие неровности контактных поверхностей соединяемых деталей $П1 = 6,5$ мкм, различие рабочей температуры, температуры сборки и коэффициента линейного расширения $П2 = -0,148$ мкм.

Числовые значения функциональных натягов с учетом поправок составили

$$\begin{aligned} N_{\max \text{ функц. расч.}} &= N_{\max \text{ функц.}} + 6,5 + 0,07 = \\ &= 61,50 + 6,5 - 0,148 = 67,85 \text{ мкм} \approx 68 \text{ мкм;} \\ N_{\min \text{ функц. расч.}} &= N_{\min \text{ функц.}} + 6,5 + 0,07 = \\ &= 20,31 + 6,5 - 0,148 = 26,66 \text{ мкм} \approx 27 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Учитывая предпочтительность посадок по ГОСТ 25347-82, для отверстия в поршне под установку поршневого пальца применен допуск размера $IT7$, а для сопрягаемой наружной цилиндрической поверхности поршневого пальца — $IT6$.

Выполнение условий обеспечения наилучшей долговечности неподвижного сопряжения поршневого пальца с отверстием в поршне при его сборке с поршневой головкой шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 проверялось по ГОСТ 25347-82 из числа рекомендуемых посадок с натягом в системе вала $\varnothing 25 \frac{P7}{h6}$, $\varnothing 25 \frac{R7}{h6}$, $\varnothing 25 \frac{S7}{h6}$, $\varnothing 25 \frac{T7}{h6}$ (табл. 2), из которых ни одна посадка не удовлетворяет условиям (1, 2).

$$\begin{aligned} &= \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot (0,711 \cdot 10^{11})^2}{0,025 \cdot 10^3}\right)^2 + (0,138 \cdot 10^6)^2}}{\pi \cdot 0,066 \cdot 0,038} \times \\ &\times \left(\frac{1,32}{0,72 \cdot 10^{11}} + \frac{2,058}{2,1 \cdot 10^{11}}\right) = 20,31 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Напряжение изгиба в днище поршня согласно [9] составило

$$\sigma_{uz} = \frac{M_{uz}}{W_{uz}} = p_{z \max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 = 5,24 \cdot \left(\frac{34,4}{7,5}\right)^2 = 110,24 \text{ МПа,}$$

где M_{uz} — изгибающий момент, МН·м; $M_{uz} = \frac{1}{3} \cdot p_{z \max} \cdot r_i^3$;

W_{uz} — момент сопротивления плоского днища поршня, м³; $W_{uz} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$;

$p_{z \max}$ — максимальное давление сгорания, МПа; $p_{z \max} = p_z = 5,24$ МПа;

δ — толщина днища поршня, мм; $\delta = 7,5$ мм;

r_i — внутренний радиус днища поршня, мм;

$$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)\right] = \left[\frac{92}{2} - (7 + 3,8 + 0,8)\right] = 34,4 \text{ мм,}$$

где s — толщина стенки головки поршня, мм; $s = 7$ мм;

t — радиальная толщина поршневого кольца, мм, $t = 3,8$ мм;

Δt — радиальный зазор кольца в канавке поршня, мм; $\Delta t = 0,8$ мм.

Расчетное значение изгибающего момента составило

$$M_{uz} = \frac{1}{3} \cdot p_{z \max} \cdot r_i^3 = \frac{1}{3} \cdot 5,24 \cdot 10^6 \cdot 34,4^3 = 0,711 \cdot 10^{11} \text{ Па.}$$

При этом удельное давление, необходимое для передачи изгибающего момента M_{uz}

$$p = \frac{2 \cdot M_{uz}}{\pi \cdot d_H^2 \cdot L \cdot f} = \frac{2 \cdot 0,711 \cdot 10^{11}}{\pi \cdot 0,025^2 \cdot 0,066 \cdot 0,038} = 28,88 \cdot 10^{15} \text{ Па,}$$

где L — длина сопряжения; $L = (66 \pm 0,12)$ мм; f — коэффициент трения, $f = 0,038$.

Расчетная сила, действующая на палец,

$$\begin{aligned} F_a &= p_{z \max} \cdot F_n + k \cdot P_j = 9,6 \cdot 10^6 \cdot 131,4 \cdot 10^{-4} + \\ &+ 0,72 \cdot 0,0166 \cdot 10^6 = 0,138 \cdot 10^6 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $p_{z \max}$ — максимальное давление газов на номинальном режиме работы, МПа; $p_{z \max} = 9,6$ МПа;

F_n — площадь поршня; м²; $F_n = 131,4$ см² = $131,4 \cdot 10^{-4}$ м²

k — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $k = 0,72$;

P_j — сила инерции поршневой группы, МН;

$$\begin{aligned} P_j &= -m_n \cdot \omega_H^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = \\ &= -2,94 \cdot 272,13^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = 0,0166 \text{ МН;} \end{aligned}$$

ω_H — угловая скорость при номинальной частоте вращения, с⁻¹;

$$\omega_H = \frac{\pi \cdot n_H}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1};$$

n_H — номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $n_H = 2600$ мин⁻¹;

R — радиус кривошипа, м; $R = 0,06$ м;

λ — степень повышения давления в конце процесса сгорания топлива; $\lambda = 0,27$;

m_n — масса поршневой группы, кг; $m_n = 2,94$ кг.

Функциональный допуск посадки $TN_{\text{функц}}$ принимает значение

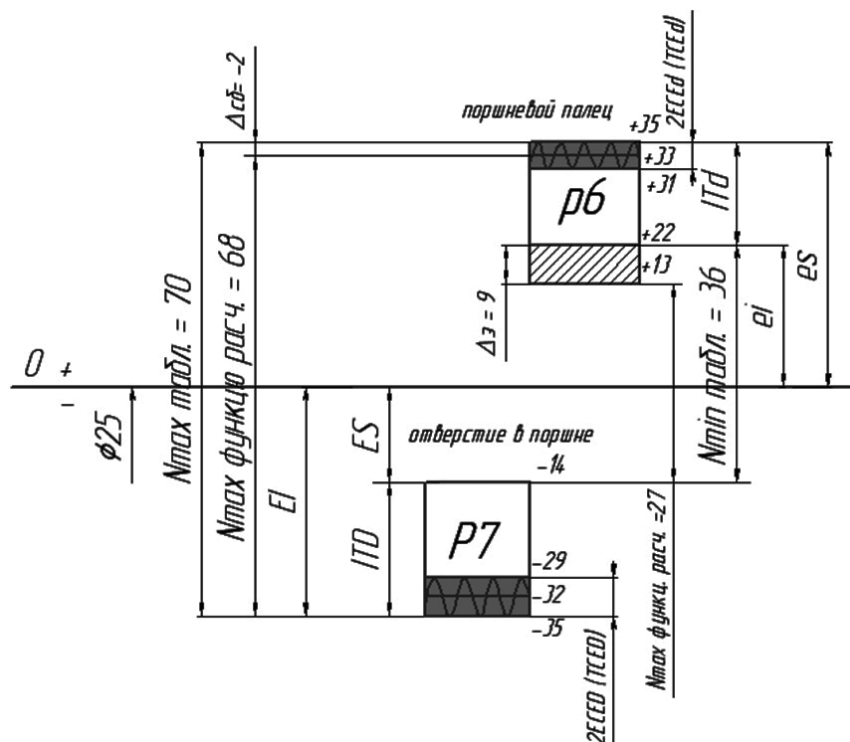


Рис. 6. Схема расположения полей допусков подобранной посадки $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$, удовлетворяющей условиям обеспечения наилучшей долговечности неподвижного сопряжения поршневого пальца с отверстием в поршне при его сборке с поршневой головкой шатуна автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10

Таблица 3
Анализ расчетных комбинированных внесистемных посадок для неподвижного сопряжения поршневого пальца и отверстия в поршне при его сборке с шатуном автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10

Посадки	$N_{\max \text{ табл.}}$	$N_{\min \text{ табл.}}$	$\Delta_{\text{сб}}$	$\Delta_{\text{э}}$
$\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$	70	36	-2	9
$\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$	63	29	5	2
$\varnothing 25 \frac{N7}{r6}$	69	35	-1	8
$\varnothing 25 \frac{K7}{s6}$	63	29	5	2

Анализ комбинирования внесистемных посадок из предпочтительных полей допусков показывает, что из посадок $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$, $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$, $\varnothing 25 \frac{N7}{r6}$, $\varnothing 25 \frac{K7}{s6}$ условиям (1, 2) удовлетворяют только посадки $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$, $\varnothing 25 \frac{N7}{r6}$ (табл. 3). При этом значение наибольшего запаса эксплуатации у посадки $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$ оказалось большим, чем у посадки $\varnothing 25 \frac{N7}{r6}$, соответственно, внесистемная комбинированная посадка $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$ выбрана предпочтительной, как удовлетворяющая условиям обеспечения наилучшей долговечности исследуемого неподвижного сопряжения. На рис. 6 приведено графическое пояснение схемы расположения полей допусков выбранной посадки $\varnothing 25 \frac{P7}{p6}$ для неподвижного сопряжения

поршневого пальца с отверстием в поршне при его сборке с поршневой головкой шатуна.

При проверке выполнения условий обеспечения точности соединений с натягом при запрессовке подшипниковой втулки в верхнюю головку шатуна и запрессовке поршневого пальца в отверстие в поршне при сборке поршня с шатуном с учетом влияния конструктивной и эксплуатационной составляющей функционального допуска посадки установлены предельные значения функциональных натягов в данных сопряжениях деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10, а допуск формы ограничивает отклонение формы его поверхностей при рассмотрении определений предельных размеров отверстия и вала, данных ГОСТ 26346-89 с позиции максимума и минимума материала, при этом отклонения формы реальных поверхностей, ограниченные полем допуска размера, уменьшают поле допуска действительных размеров на значение допуска формы и только посредством сужения допуска формы можно расширить поле допуска размера при установке между допуском формы и допуском размера рационального соотношения по ГОСТ 24643-81.

Библиографический список

1. ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88). Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. — Введ. 1990—01—01. — Взамен ГОСТ 25346—82. — М.: Изд-во стандартов, 1992. — 26 с.
2. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-88). Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. — Введ. 1983—07—01. — М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001. — 54 с.
3. ГОСТ 26642-81 (СТ СЭВ 301-88). Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения. Основные

термины и определения. — Введ. 1981-01-07. — М. : Изд-во стандартов, 1990. — 70 с.

4. ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения. Числовые значения. — Введ. 1981-01-07. — М. : Изд-во стандартов, 1981. — 16 с.

5. Материалы для карбюраторных двигателей : справ. пособие / А. В. Лакедемонский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1969. — 223 с.

6. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. — М. : Машиностроение, 1986. — 352 с.

7. ГОСТ 4543-71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия — Введ. 1973-01-01. — М. : Изд-во стандартов, 1990. — 39 с.

8. ГОСТ 15885-77. Ленты и полосы из оловянно-цинково-свинцовой бронзы. Технические условия. Введ. 1979-01-01. — М. : Изд-во стандартов, 1989. — 11 с.

9. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. — М. : Высш. шк., 2008. — 496 с.

10. ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. — Введ. 1975-01-01. — Взамен ГОСТ 2789-59. — М. : Стандартиформ, 2006. — 7 с.

11. Чигрик, Н. Н. Основы стандартизации : учеб. пособие для вузов / Н. Н. Чигрик. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. 112 с.

12. ГОСТ 8032-84 (СТ СЭВ 3961-83). Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. — Взамен ГОСТ 8032-56. — Введ. 1985-07-01. — М. : Издательство стандартов, 1987. — 19 с.

13. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. — Взамен ГОСТ 6636-60. Введ. 1970-01-01. — М. : Издательство стандартов, 1987. — 7 с.

14. ГОСТ 5639-82. Стали и сплавы. Методы определения и выявления величины зерна. Введ. 1983-01-01. — М. : Изд-во стандартов, 1994. — 45 с.

15. Фридендер, И. Н. Высокопрочные деформируемые алюминиевые сплавы / И. Н. Фридендер. — М. : Металлургия, 1960. — 292 с.

ЧИГРИК Надежда Николаевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), преподаватель спецдисциплин.

Адрес для переписки: ChigrikNadya@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 26.06.2013 г.

© Н. Н. Чигрик

Книжная полка

621.78/К86

Ксенофонтов, А. Г. Расчет и конструирование нагревательных устройств : учеб. для вузов по направлениям 150200 «Машиностроительные технологии и оборудование» и 150400 «Технологические машины и оборудование» / А. Г. Ксенофонтов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. — 503 с.

Изложены устройства различных печей, применяемых в машиностроительном производстве для термической и химико-термической обработки изделий. Рассмотрен порядок расчета и проектирования печей, включая алгоритмы решения ряда технологических и конструкторских задач. Описаны специфические узлы и детали печей, а также материалы, используемые при создании термического оборудования. Приведены методы, способы и установки непечного нагрева. Освещены вопросы эксплуатации печей, рассмотрены опасные и вредные для окружающей среды факторы, влияние которых может быть минимизировано еще на стадии проектирования нового оборудования термических цехов. Для студентов технических вузов, обучающихся по специальности «Машины и технологии литейного производства», «Машины и технология обработки металлов давлением», «Металлургические машины и оборудование», «Материаловедение в машиностроении». Может быть полезен инженерам-технологам, работникам служб главного металлурга, механика и энергетика при решении цеховых задач.

620.3/Н25

Нанотехнологии в машиностроении : учеб. пособие для вузов по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / Ю. Н. Поляничков [и др.]. — Старый Оскол : ТНТ, 2012. — 91 с.

Рассмотрены методы получения наноматериалов, используемых в современном машиностроении, их свойства и преимущества перед традиционными материалами. Приведены типовые технологии производства деталей машин с использованием наноструктурирования и эпиламинирования. Предназначено для студентов всех форм обучения машиностроительных направлений и специальностей.