

УДК 621.43-232.174.001.5:539.319

ВЫБОР УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ ШАТУННЫХ БОЛТОВ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Гоц А.Н.

ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru

Предложена методика расчета усилия предварительной затяжки резьбового соединения шатунных болтов поршневого двигателя с выбором действительного запаса плотности стыка между крышкой и кривошипной головкой. Показано, что до закрытия стыка усилие на затяжку шатунного болта деформирует по периметру вкладыш подшипника на величину его выступа, но не обеспечивает закрытие стыка. Так как эти усилия составляют довольно значительную величину (примерно 30...40% от усилия, назначаемого по конструкторской документации), то это может привести к раскрытию стыка и обрыву шатунного болта. Предложено сначала определить усилие на деформацию (сжатие) вкладыша по периметру, а затем с выбранным заранее коэффициентом запаса плотности стыка определить усилие затяжки. Суммарное усилие затяжки складывается по результатам этих двух расчетов. Для обоснования предлагаемого расчета использовалась известная в теории резьбовых соединений диаграмма нагрузок и деформаций.

Ключевые слова: резьбовое соединение, стык, шатунный болт, кривошипная головка, выступание вкладыша

THE CHOICE OF THE EFFORT PRE-TIGHTENING CONNECTING ROD BOLTS PISTON ENGINE

Gots A.N.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

We give the methods of calculating the effort preliminary tightening bolts of the threaded connection of the connecting rod for piston engine with a choice of the actual size to tighten boundary between the cover and the crankpin end. It is shown that before the joint is closing the force compresses plain half bearing of the connecting rod around the perimeter of the insert bearing, but does not provide closure of the joint. These efforts are quite significant (about 30 ~ 40% of effort assigned according to the design documentation), it could lead to the disclosure of the joint and breakage of the connecting rod bolt. We proposed to first determine the force on the deformation (compression) of the insert around the perimeter, and then with pre-selected factor of the density of the joint to determine the force tightening. The total tightening force is made up of the results of these two calculations. For a substantiation of calculation was used, known in the theory of threaded connections diagram of force and deformation.

Keywords: threaded connection, joint, connecting rod bolt, crank head, protrusion of the liner

Как известно, шатунные болты должны обеспечивать плотность стыка крышки с кривошипной головкой шатуна после установки подшипников скольжения. Разгрузка стыка приводит к обрыву шатунных болтов, что является одной из самых тяжелых аварий поршневого двигателя. Болты шатунов с прямым разъемом называются обычно закладными, так как они имеют головку фигурной формы, обеспечивающей фиксацию болта от проворачивания при заворачивании гайки. Стержень закладного болта имеет точно обработанную направляющую часть (так называемый призонный участок), которая располагается в зоне стыка крышки с кривошипной головкой шатуна и предотвращает сдвиг крышки (рис. 1).

Болты шатунов с косым разъемом ввертывают при сборке непосредственно в тело шатуна. Стержень шатуна не имеет направляющих поясков, а вся резьбовая часть должна быть углублена в тело шатуна. Таким образом, кривошипную головку шатуна с шатунным болтом можно рассматривать как обычное резьбовое соедине-

ние. Единственным затруднением при расчете является определение податливости стягиваемых соединений. Действительно, обычно в резьбовых соединениях стягиваемые детали свободны (статически определимые). В резьбовом соединении шатуна (рис. 1, а) стягиваемые левые части кривошипной головки и крышки связаны с правыми частями, поэтому при определении податливости этих участков неизбежно появляется погрешность. Действительно, при затяжке гайки в шатуне с прямым разъемом или при заворачивании болта в шатуне с косым разъемом (рис. 1) каждая из стягиваемых деталей деформируется как статически неопределимые системы, так как часть нагрузки воспринимают остальные части кривошипной головки. Кроме того, погрешность обусловлена также тем, что в данном соединении поперечного сечения стягиваемых деталей (в пределах так называемого «конуса давления» [2, 3]) настолько мала (рис. 1), что конус давления выходит за площади стягиваемых деталей. Поэтому теоретический расчет коэффициента основной

нагрузки резьбового соединения χ должен быть проведен с учетом выше изложенных обстоятельств. По нашему мнению, наиболее правильный путь – экспериментальное определение χ для шатунов с прямым разъемом и расчетно-экспериментальное – для шатунов с косым разъемом. От обоснованного выбора усилия предварительной затяжки шатунных болтов зависит долговечность шатунной группы.

Во всех существующих в настоящее время учебниках, учебных пособиях [1, 2] усилие предварительной затяжки болта рекомендуется выбирать в 2...3 раза выше, чем сила инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, приходящаяся на один болт, которая разгружает стык. Тем не менее, для определения дополнительной силы, приходящейся на шатунный болт после его затяжки от общей силы, приложенной к шатуну, учитывают коэффициент основной нагрузки резьбового соединения χ [1–3]. Между тем возникает вопрос об усилиях предварительной затяжки шатунных болтов в шатунах с косым разъемом, в которых внешнее усилие, передающееся на кривошипную головку шатуна, распределяется неравномерно – большую нагрузку испытывает длинный болт (расположенный ниже оси кривошипной головки, перпендикулярной оси стержня [4]). Кроме того, чрезмерное увеличение усилия предварительной затяжки шатунных болтов приводит к деформации кривошипной головки, что может привести к снижению долговечности шатунов. Покажем, что при подходе к расчету усилия

предварительной затяжки шатунных болтов, как обычного резьбового соединения, можно выбрать усилие предварительной затяжки шатунного болта с достаточным обоснованием и при заданном коэффициенте плотности стыка [5].

Цель исследования

Разработать методику расчета усилия предварительной затяжки шатунных болтов поршневых двигателей.

Материалы и методы исследования

Следует отметить, что резьбовое соединение кривошипной головки шатуна имеет свои особенности, на которые следует сразу обратить внимание. В обычном резьбовом соединении, когда болт (или гайка) начинает затягиваться, стык постепенно нагружается. Однако, когда шатунные болты начинаем затягивать после установки в кривошипную головку вкладышей подшипников скольжения, стык пока не закрыт. Это происходит потому, что по периметру вкладыши подшипников скольжения превышают расточку в кривошипной головке на величину выступа Δh (рис. 2). Сжатие вкладыша по периметру на величину Δh обеспечивает прилегание его к постели кривошипной головки. Только после сжатия вкладыша на величину Δh можно рассматривать это соединение как стандартное резьбовое соединение [5]. Таким образом, на начальных этапах затяжки шатунных болтов осевое усилие необходимо только на деформацию вкладыша по периметру, а не на обеспечение плотности стыка.

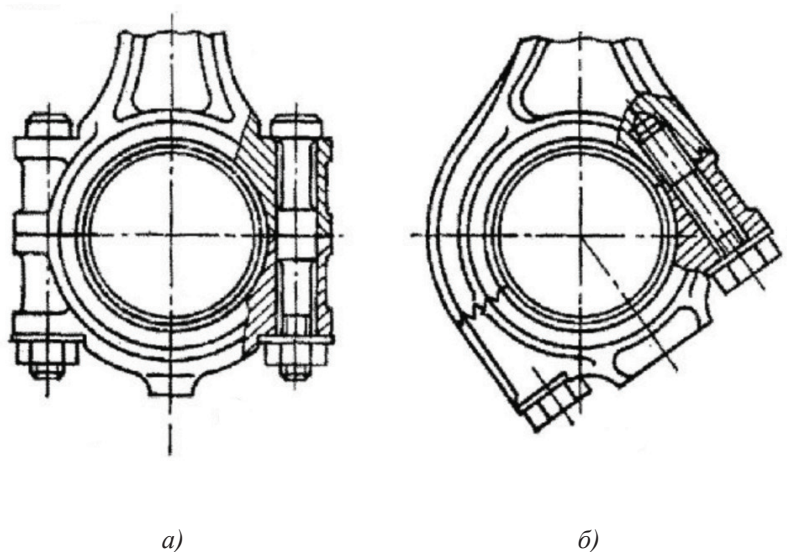


Рис. 1. Шатуны поршневых двигателей: а – с прямым разъемом; б – с косым разъемом

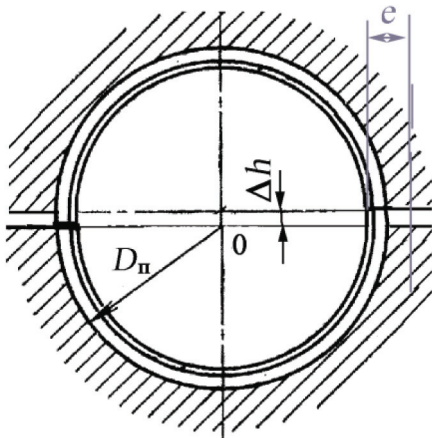


Рис. 2. Схема установки вкладышей в кривошипной головке шатуна: D_n – диаметр постели; Δh – выступание вкладыша; e – осевая нагрузка для закрытия стыка

Учитывая, что в автомобильных и тракторных двигателях толщина вкладышей вместе с антифрикционным слоем составляет всего 2,5...3 мм при ширине 35...45 мм, необходимо определить, является ли усилие на деформацию вкладыша достаточно большим, чтобы неучет его снизил расчетный коэффициент плотности стыка.

Для этого проведем расчет усилия затяжки шатунных болтов дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) по существующей методике [1] и оценим, насколько обоснованно выбрано усилие предварительной затяжки.

На шатун на режиме холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала действует сила инерции [1]:

$$P_j = [(m_{pg} + m_1)(1 + \lambda)r\omega_r^2 + (m_2 - m_{kr})r\omega_r^2] = [(m_{pg} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{kr})]r\omega_r^2, \quad (1)$$

где $m_{pg} = 1,901$ кг – масса поршневой группы (поршень, поршневой палец, поршневые кольца, стопорные кольца; $m_1 = 0,8$ кг – часть массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца; $\lambda = r/l_{ch} = 0,279$; $r = 0,06$ м – радиус кривошипа; $l_{ch} = 0,215$ м – длина шатуна; $\omega_r = 230$ рад/с – угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода; $m_2 = 1,68$ кг – часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки; $m_{kr} = 0,45$ кг – масса крышки кривошипной головки.

После подстановки численных значений в формулу (1) найдем, что на шатун действует сила инерции $P_j = 14868,85$ Н, а на один болт (их в кривошипной головке 2) приходится нагрузка $P_{jb} = P_j/2 = 7434,43$ Н.

Приняв в соответствии с рекомендациями [1], определим усилие предварительной затяжки Q_z шатунного болта

$$Q_z = (2 \dots 3)P_{jb} = 14868,85 \dots 22303,29 \text{ Н.} \quad (2)$$

Проведем расчет усилия, необходимого для деформации по периметру вкладыша на величину выступления Δh .

Шатунные вкладыши (производственный номинал) дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) имеют размеры: ширина вкладыша $b = 0,031$ м; толщина $t = 0,002875$ м, причем толщина стального основания вкладыша $t_{st} = 0,002375$ м; толщина алюминиевого сплава $t_{al} = 0,005$ м [6].

Так как вкладыш двухслойный, то усилие на сжатие его R_{vk} можно определить по формуле

$$R_{vk} = \Delta h \frac{E_{st} F_{st}}{\pi r_{vk}} + \Delta h \frac{E_{al} F_{al}}{\pi r_{vk}}, \quad (3)$$

где $E_{st} = 1,8 \cdot 10^{11}$, Н/м² – модуль упругости стальной основы вкладыша; площадь поперечного сечения стальной основы вкладыша $F_{st} = bt_{st} = 31 \cdot 2,375 = 73,625$ мм²; $r_{vk} = 0,03894$ м – средний радиус вкладыша; $E_{al} = 0,71 \cdot 10^{11}$, Н/м² – модуль упругости алюминиевого сплава вкладыша; площадь поперечного сечения алюминиевого сплава вкладыша $F_{al} = bt_{al} = 31 \cdot 0,5 = 15,5$ мм².

Подставив в формулу (3) численные значения при $\Delta h = 0,05 \dots 0,07$ мм, получим, что только на сжатие вкладыша необходимо усилие

$$R_{vk} = 5869,3 \dots 8217 \text{ Н.} \quad (4)$$

Если из вычисленного по зависимости (2) в соответствии с рекомендациями (1) усилия предварительной затяжки вычесть усилие R_{vk} , приходящееся на деформацию вкладыша, то плотность стыка между крышкой и кривошипной головкой приходится R_s усилие R_s :

$$R_s = Q_z - R_{vk} = 8999,55 \dots 14086 \text{ Н.}$$

Если разделить R_s на силу инерции P_{jb} , приходящую на один болт, то получим

$$R_s / P_{jb} = 1,21 \dots 1,89.$$

Таким образом, вместо двукратного или трехкратного запаса плотности стыка в соответствии с зависимостью (2) мы получили величину меньшую даже 2.

Сравнивая усилия предварительной затяжки из (2) Q_z и усилия на деформацию вкладыша R_{vk} из (4), отметим, что на R_{vk} приходится 37...40% от общего расчетного по (2) усилия предварительной затяжки.

Подобные результаты получены при расчете усилия на деформацию вкладышей

для дизелей 4ЧН 110/12,5 (Д-240Т), 4ЧН 13/14 (Д-440). В данном случае расчет проведен только для тонкостенных шатунных вкладышей. Для толстостенных вкладышей коренных подшипников скольжения коленчатого вала (толщина их примерно в 1,5 раза больше) усилие R_{vk} будет еще больше.

В связи с этим предлагается следующая методика выбора усилия предварительной затяжки шатунных болтов (что, впрочем, относится и к усилиям затяжки болтов крепления коренных подшипников коленчатого вала).

Для этого используем известную диаграмму усилий в резьбовом соединении [5], которая строится в прямоугольных координатах деформация (удлинение или укорочение) болта и стягиваемых деталей – нагрузка, действующая на резьбовое соединение (рис. 3).

На диаграмме приведены прямые деформирования болта (прямая OAE) и промежуточных деталей (прямые OD и O_1A_1), которые выражают зависимость усилия от удлинения (или сжатия) при затяжке болта усилием Q_0 . Заметим, что в данном случае рассматриваются только упругие деформации как болта, так и стягиваемых деталей. В общем случае эта зависимость может быть и нелинейной.

Когда шатунный болт начинаем затягивать, то он удлиняется на величину $\Delta l'_b$, а вкладыш сжимается на величину $\Delta l'_{vk}$, а приложенная нагрузка на болт и вкладыш равна R_{vk} (рис. 3). При достижении этой силы стык между крышкой и кривошипной голов-

кой закрыт (точка O_1). Линию нагружения вкладыша OD перенесем в правую часть, для чего из т. O_1 проведем прямую O_1K_1 параллельно OD .

Пусть при дальнейшей затяжке болта нагрузка на резьбовое соединение (на стык) становится равной R_s (прямая O_1B_1 по оси ординат на рис. 3). Соответственно, нагрузка на шатунный болт становится равной $Q_z = R_{vk} + R_s$. На диаграмме нагрузок прямая OO_1A – зависимость между приложенной нагрузкой при затяжке болта и его удлинением. Прямая O_1A_1 – зависимость между приложенной нагрузкой при затяжке болта и укорочением (сжатием) части кривошипной головки между головкой шатунного болта и гайкой. Отрезок A_1B_1 равен укорочению (сжатию) стягиваемых деталей (крышки и кривошипной головки). Как и раньше, если из т. A (точки окончательной нагрузки на шатунный болт) проведем прямую AO_1' параллельно прямой O_1A_1 , то отрезок $O_1'A' = \Delta l_d$ определяет величину сжатия стягиваемых деталей при затяжке шатунного болта на величину Q_z . Углы наклона прямых деформирования шатунного болта и стягиваемых деталей характеризуют соответственно податливость болта и стягиваемых деталей.

Если теперь к шатуну приложена внешняя сила P_j , то, как известно [5], она распределяется между шатунным болтом $P_b = \chi P_j$ и стягиваемыми деталями: кривошипной головкой шатуна и крышкой в зависимости от χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения ().

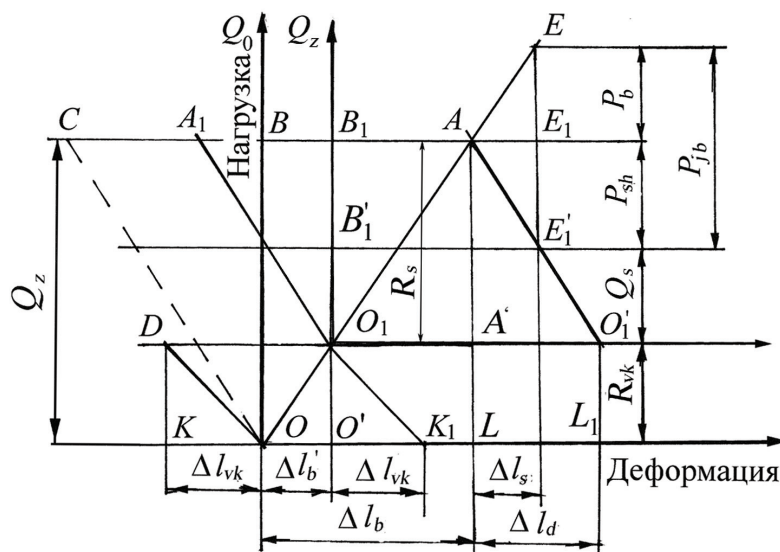


Рис. 3. Диаграмма нагрузок и деформаций в резьбовом соединении шатуна или крышки коренного подшипника

На шатунный болт приходится нагрузка

$$P_b = \chi P_{jb}, \quad (5)$$

а на стягиваемые детали

$$P_{sh} = (1-\chi)P_{jb}. \quad (6)$$

Из рис. 3 следует, что теперь общее усилие, приходящее на шатунный болт, равно

$$Q_z = R_{vk} + R_s. \quad (7)$$

Усилие R_{vk} определяется по формуле (3), а усилие R_s , обеспечивающее плотность стыка, определяется по формуле [5]

$$R_s = \nu(1-\chi)P_{jb}, \quad (8)$$

где ν – коэффициент запаса плотности стыка.

На практике происходит снижение усилия предварительной затяжки из-за обмятия микронеровностей на стыках, а кроме того, возможно повышение внешних нагрузок при работе на нерасчетном режиме. При переменных нагрузках рекомендуют $\nu = 2,5 \dots 3,5$ [5].

Можно отметить, что учет усилия на деформацию вкладыша не только не увеличивает значительно напряжения в шатунных болтах, но и обеспечивает плотность стыка и долговечность шатунной группы.

Проведем расчет усилия предварительной затяжки шатунного болта по приведенным выше данным для дизеля 4ЧН10,5/12 (Д-145Т).

По приведенным выше расчетам при работе дизеля 4ЧН10,5/12 (Д-145Т) на режиме холостого хода при максимальной частоте вращения коленчатого вала на стык центрального сечения кривошипной головки с прямым разъемом действует растягивающее усилие $P_{jb} = P_f/2 = 7434,43$ Н. По нашим данным коэффициент основной нагрузки резьбового соединения шатуна дизеля 4ЧН10,5/12 (Д-145Т) $\chi = 0,18$. По нашим расчетам при значении выступающего вкладыша $\Delta h = 0,05 \dots 0,07$ мм усилие на сжатие вкладыша по периметру равно $R_{vk} = 5869,3 \dots 8217$ Н. Для обеспечения плотности стыка при коэффициенте запаса плотности стыка $\nu = 2,5$ требуется выбрать усилие предварительной затяжки

$$R_s = \nu(1-\chi)P_{jb} = 2,5(1-0,18)7434,43 = 15240 \text{ Н.}$$

Тогда общее усилие, приходящее на шатунный болт при затяжке, равно

$$Q_z = R_{vk} + R_s = (5869,3 \dots 8217) + 15240 = 21109,3 \dots 23457 \text{ Н.}$$

Его значение превышает величину усилия, рассчитанного по зависимости (2). Если пользоваться методикой, предложенной в [1], то усилие предварительной затяжки Q_z шатунного болта следует вычислять по формуле $Q_z = (3 \dots 3,5)P_{jb} = 22303,29 \dots 26021$ Н. (9)

Отметим, что даже при этом усилие затяжки напряжение σ_0 в минимальном сечении стержня болта F_{\min} не превышает допустимое напряжение затяжки [5]

$$\sigma_0 \approx (0,5 \dots 0,7)\sigma_{0,2}, \quad (10)$$

где $\sigma_0 = Q_z/F_{\min}$; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести стержня болта.

Шатунные болты изготовлены из легированной стали 40 ХН, для которой $\sigma_{0,2} = 800$ МПа. Минимальный диаметр стержня болта [6] $d_{\min} = 12$ мм. Тогда $F_{\min} = (3,14 \cdot 0,012^2)/4 = 113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Тогда

$$\sigma_0 = 26021/113 \cdot 10^{-6} = 230 \text{ МПа,}$$

что значительно меньше, чем $(0,5 \dots 0,7)\sigma_{0,2} = 400 \dots 560$ МПа.

Выводы

При расчете резьбовых соединений поршневых двигателей, когда закрытие стыка связано с установкой вкладышей подшипников (шатуну, крышки коренных подшипников более обосновано выбирать усилие предварительной затяжки болтов или шпилек по предлагаемой методике.

Список литературы

1. Чайнов Н.Д., Ивашенко Н.А. и др. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2010. – 496 с.
2. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 2013. – 576 с.
3. Сыромятников В.С., Гарсия М.Х.М. и др. Оптимальная затяжка резьбового соединения от раскрытия стыка // Известия вузов. серия МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 2016. – № 12. – С. 45–50.
4. Иванов М.Н., Финюгов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
5. Гоц А.Н. Исследование напряженного состояния шатунных болтов при их затяжке // Успехи современной науки. – 2017. – Т. 2, № 8. – С. 88–93.