УДК 621.43:62-232.174:001.5:539.319

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСНОВНОЙ НАГРУЗКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ШАТУНА

Гоц А.Н.

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

Проведен расчет коэффициента основной нагрузки резьбового соединения для шатуна с прямым разъемом кривошипной головки, который равен отношению суммы коэффициентов податливости стягиваемых деталей к сумме коэффициентов податливости стягиваемых деталей, болта, гайки. Для экспериментальной проверки полученных расчетных результатов было проведено тензометрирование шатунных болтов при нагружении шатунов статической нагрузкой. Напряжение при затяжке шатунных болтов не проверялось, а шатунные болты были затянуты моментом, установленным в технической документации. Три тензометра наклеивались на внешней стороне стержня болта на одинаковом расстоянии друг от друга. Это позволило получить сравнительно простые формулы для определения напряжений в поперечном сечении стержня болта и определить не только напряжения растяжения, но и изгиба. Напряжение от растягивающей силы, действующей при этом в поперечном сечении стержня болта, определялось как среднее из показаний трех тензорезисторов. По этим показаниям определялось усилие, приходящееся на болт. Поскольку шатуны имеют прямой разъем кривошипной головки, то на каждую плоскость разъема между крышкой и кривошипной головкой действует половина силы, которой нагружается шатун. Отношение вычисленной нагрузки в поперечном сечении шатунного болта к нагрузке, действующей на стык, определяет коэффициент основной нагрузки резьбового соединения. Полученные результаты экспериментальных исследований позволяют применить полученные результаты при расчете шатунных болтов, особенно при действии переменных нагрузок.

Ключевые слова: резьбовое соединение, стык, шатунный болт, кривошипная головка, податливость, напряжение

CALCULATION AND EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE COEFFICIENT OF THE MAIN LOAD OF THE THREADED CONNECTION OF THE CONNECTING ROD

Gots A.N.

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

We carried out the calculation of the coefficient of the main load of the threaded connection of the rod with direct joint of the crank head, which is equal to the sum of the coefficients of compliance of contractible parts to the sum of the coefficients of compliance of contractible parts, bolt, nut. For experimental verification of the obtained results we was carried out strain gauge connecting rod bolts connecting rod when it loaded by static loading. We have not checked the stresses when tightening connecting rod bolts and connecting rod bolts were tightened using a torque established in the technical documentation. Three strain gauges were glued on the outside of the rod bolts at the same distance from each other. It is possible to obtain relatively simple formulas for determining the stresses in the cross section of the rod bolt and determine not only tensile stress but also bending. Tension from the tensile force acting at this cross-section of the rod bolt was determined as the average of readings of three strain gages. By these readings was determined by the force per bolt. Since the connecting rods have a straight joint of the crank head, then the force distributes on each plane of the joint half of force. When we take the ratio of calculated load in the cross section of the connecting rod bolt to the load acting on the joint, then we determines the coefficient of the main load of the threaded connection. We got the results of experimental studies that allow us to apply the results in the calculation of the connecting rod bolts, especially under the action of variable loads.

Keywords: threaded connection, joint, connecting rod bolt, crank head, compliance, stress

При работе поршневого двигателя на такте впуска на шатун кроме усилия предварительной затяжки действует переменная растягивающая нагрузка, изменяющаяся по пульсирующему циклу. Как известно, величина этой силы зависит от податливостей шатунного болта и стягиваемых болтом частей кривошипной головки или от коэффициента основной нагрузки резьбового соединения х. Строго говоря, усилие предварительной затяжки резьбового соединения также должно выбираться в зависимости от этого коэффициента. Между тем в учебниках, справочниках в разделах рас-

чета шатунных болтов предлагается принимать $\chi = 0,15...0,25$ [1, 2], ссылаясь на «статистические данные». Во-первых, расхождение в значении этого коэффициента почти на 70% сразу же вызывает сомнение в действительном значении этой величины. Во-вторых, для современных шатунов автомобильных или тракторных двигателей значение χ нужно выбирать как среднее между этими величинами? Между тем при расчете шатунов значение коэффициента χ может быть вычислено или определено экспериментально с погрешностью не более 10%. Для этого нужно признать, что в шатунах

с прямым разъемом резьбовое соединение может быть рассчитано по известной методике или определено экспериментально.

Методика исследования напряженного состояния шатунных болтов при их затяжке изложена в работе [3]. Поэтому, опираясь на этот метод исследования, применим его для экспериментального определения коэффициента основной нагрузки резьбового соединения. Вкратце изложим суть методики.

На стержень шатунного болта на равных расстояниях друг от друга по окружности через 120° наклеивают три тензорезистора, которые позволяют определить напряжения в точках σ_{A_1} , σ_{B_1} , σ_{C_1} в поперечном сечении шатунного болта. При нагружении болтов внешней нагрузкой напряжения растяжения σ_{ras} определяются, как среднее значение из этих трех показаний:

$$\sigma_{ras} = \frac{1}{3} \left(\sigma_{A_1} + \sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} \right). \tag{1}$$

По данным измерений можно также определить напряжения изгиба $\sigma_{_{iro}}$:

$$\sigma_{izg} = \frac{\sqrt{3}}{3} (\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1}) \sin \alpha_0 - \frac{1}{3} (\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1}) \cos \alpha_0, \qquad (2)$$

где

$$\sin \varphi_{0} = -\frac{\sqrt{3} \left(\sigma_{B_{1}} - \sigma_{C_{1}}\right)}{\sqrt{\left(\sigma_{B_{1}} + \sigma_{C_{1}} - 2\sigma_{A_{1}}\right)^{2} + 3\left(\sigma_{B_{1}} - \sigma_{C_{1}}\right)^{2}}};$$

$$\cos \varphi_{0} = \frac{\sigma_{B_{1}} + \sigma_{C_{1}} - 2\sigma_{A_{1}}}{\sqrt{\left(\sigma_{B_{1}} + \sigma_{C_{1}} - 2\sigma_{A_{1}}\right)^{2} + 3\left(\sigma_{B_{1}} - \sigma_{C_{1}}\right)^{2}}}.$$
 (3)

После определения σ_{ras} и σ_{izg} можно определить максимальное σ_{max} и минимальное напряжения σ_{min} в поперечном сечении болта.

При экспериментальном определении коэффициента основной нагрузки внешняя сила прикладывается к шатуну, болты которого затянуты до усилия, установленного в конструкторской документации. Эти усилия мы учитывать никак не будем, так как болты при сборке шатунов затягивались ключом предельного момента, что может давать погрешность в определении усилия до 30% [4]. Схема нагружения шатуна внешней нагрузкой приведена на рис. 3, из которой следует, что деформация кривошипной головки вызывает изгиб шатунных болтов.

Так как в данном случае имеем прямой разъем кривошипной головки, то на каждую из линий разъема действует усилие $N_{r}=N_{v}/2$, где N_{v} — внешняя нагрузка, растягивающая шатун (см. рис. 3).

В затянутом состоянии на шатунный болт действует сила равная [4]

$$N_b = \chi N_r. \tag{4}$$

Если при ступенчатом нагружении шатуна внешними силами определить по формуле (1) напряжения растяжения σ_{ras} , то усилие, приходящееся на шатунный болт равно

$$N_b = \sigma_{ras} F_{sb}, \tag{5}$$

где F_{sb} — площадь поперечного сечения стержня болта, на котором наклеены тензорезисторы.

При известных значениях N_b и N_r из формулы (4) определяем коэффициент основной нагрузки резьбового соединения χ .

Приведем пример экспериментального определения коэффициента χ для резьбового соединения шатунов дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т). На рис. 1 приведен чертеж шатуна этого дизеля, а на рис. 2 — шатунного болта. Площадь поперечного сечения стержня болта, где наклеивались тензорезисторы, $F_s=113~{\rm Mm}^2$ (диаметр стержня $d_s=12~{\rm mm}$). В соответствии с технической документацией шатунные болты были затянуты ключом предельного момента до величины $M_z=115~{\rm H}\cdot{\rm m}$. Напряжения в шатунных болтах при затяжке не измерялись.

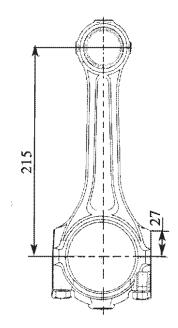


Рис. 1. Шатун дизеля 4ЧН 10,5/12

Далее шатун устанавливался в испытательную машину и нагружался внешними силами 19, 20, 30 и 40 кН. Результаты экспериментального определения напряжений в шатунном болте при этих нагрузках приведены в табл. 1.

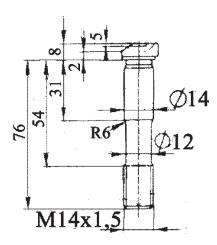


Рис. 2. Шатунный болт

Результаты расчета коэффициента основной нагрузки резьбового соединения шатуна приведены в табл. 2. В столбце 5 по формуле (5) определены дополнительные усилия, если на шатун действует внешняя нагрузка N_{ν} 10, 20, 30 и 40 кH.

Если разделить теперь данные в столбце 5 — усилия N_b на величину силы N_c , действующей в стыке между кривошипной головкой и крышкой шатуна, то получим значение коэффициента χ (результаты расчета в столбце 6 табл. 2).

Анализ полученных результатов проведем после расчетного определения коэффициента χ для резьбового соединения шатуна дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) с использованием известной методики [5]. Для проведения расчетов на рис. 1 приведен чертеж шатуна этого дизеля, а на рис. 2 — шатунного болта.

Приведем основные параметры для проведения расчетов: длина шатунного болта $l_b=76\,$ мм; длина призонного участка его (для центрирования крышки) диаметром $d=14\,$ мм (площадь поперечного сечения $F_c^c=153\cdot 10^{-6}\,$ м²) $l_c=30\,$ мм; длина стержня болта диаметром $d_s=12\,$ мм, $l_c=23\,$ мм, площадь поперечного сечения $l_c=22\,$ мм, шаг резьбы $l_c=12\,$ мм; внешний диаметр резьбы $l_c=12\,$ мм, внутренний диаметр резьбы $l_c=10\,$ мм, площадь поперечного сечения по внутреннему сечению резьбы $l_c=10\,$ мм, площадь поперечного сечения по внутреннему сечению резьбы $l_c=10\,$ мм. Высота гайки $l_c=20\,$ мм, высота головки болта $l_c=10\,$ мм.

Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения χ равен

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b},\tag{6}$$

где λ_d — сумма коэффициентов податливости стягиваемых деталей (деталей системы корпуса); $(\lambda_d + \lambda_b)$ — сумма коэффициентов податливости стягиваемых деталей и болта.

Таблица 1 Напряжения в поперечном сечении стержня шатунного болта (затяжки моментом $M_z = 115~H\cdot M$) после приложения к шатуну внешних продольных сил

Продольная сила, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			σ _{тах,} МПа	σ _{min} , ΜΠα	$\sin \phi_0$	Напряже- ние рас- тяжения σ _{ras} , МПа	Напря- жение изгиба	$\sigma_{_{\rm H}}/\sigma_{_{\rm p}}\times100\%$
	$\sigma_{_{\!\!\!A1}}$	$\sigma_{_{\mathrm{B1}}}$	$\sigma_{_{\!$					МПа	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10000	4,7	15,2	4,3	10,5	5,6	-0,8818	8,06	2,17	26
20000	8,2	34,3	6,3	19,2	14	-0,8948	16,27	4,12	25
30000	12,5	49,4	8,6	25,3	21	-0,9061	23,5	5,18	22
40000	26,6	56,7	18,5	34,1	29,7	-0,8894	31,93	5,69	18

Таблица 2 Исходные данные для расчета коэффициента основной нагрузки резьбового соединения χ

No	Внешние нагруз-	Нагрузка,	Напряжение	Расчетная нагрузка,	Коэффициент
п/п	ки N_{ν} , Н	действующая	растяжения	действующая	основной
	· ·	на стык N_r , H	σ_{ras} , M Π a	на болт N_b , Н	нагрузки χ
1	2	3	4	5	6
1	10000	5000	8,06	910,78	0,1822
2	20000	10000	16,27	1838,51	0,1839
3	30000	15000	23,5	2655,5	0,1771
4	40000	20000	31,93	3608,09	0,1804
5		0,1809			

Для болта переменного сечения [5]

$$\lambda_b = \frac{1}{E_b} \sum_{i=1}^{n} \frac{l_{bi}}{F_{bi}} = \frac{1}{2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,031}{155 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,022}{113 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,023}{88,2 \cdot 10^{-6}} \right) = 2,8817 \cdot 10^{-9}, \text{M/H}, \tag{7}$$

где $E_b = 2,1\cdot 10^{11},\, {\rm H/m^2}$ — модуль упругости материала болта; l_{bi} и F_{bi} — соответственно длина и площадь поперечного сечения i-го участка болта (см рис. 2).

Учитывая, что длина болта $l_b = 6.3d$ (ближе к короткому), учтем податливость головки болта, гайки и резьбы.

Податливость головки болта и гайки равна [5]

$$\lambda_{gb} + \lambda_g = \frac{0.15}{E_b h_{ob}} + \frac{0.15}{E_o h_o} = \frac{0.15}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.008} + \frac{0.15}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0.01} = 1,6428 \cdot 10^{-10} \text{ M/H}.$$
 (8)

Здесь $E_b=2,1\ 10^{11},\ {\rm H/m^2}$ и $h_{gb}=0,008\ {\rm M-Modynb}$ упругости материала болта и высота головки его соответственно; $E_g=2,0\ 10^{11},\ {\rm H/m^2}$ и $h_g=0,01\ {\rm M-Modynb}$ упругости материала гайки и высота ее соответственно.

Податливость резьбы вычислим по формуле (d/P = 8; d = 12 мм – диаметр резьбы; P = 1,5 мм – шаг резьбы) [5]:

$$\lambda_r \approx 0.85 \frac{1}{dE_h} = 3.3730 \cdot 10^{-10} \text{ m/H}.$$

Суммарная податливость системы болта равна

$$\sum \lambda_b = \frac{1}{E_b} \sum_{i=1}^n \frac{l_{bi}}{F_{bi}} + \lambda_{gb} + \lambda_g + \lambda_r =$$
= 3,3833·10⁻⁹ M/H.

Коэффициент податливости стягиваемых деталей (части крышки и кривошипной головки, см. рис. 1) определим по формуле [5]:

$$\lambda_d = \frac{4.6}{E_d \pi d_0 t g \alpha} \cdot \lg \frac{(a + d_0)(a + l t g \alpha - d_0)}{(a - d_0)(a + l t g \alpha + d_0)} =$$

$$= 5.6228 \cdot 10^{-10} \text{ m/H}. \tag{9}$$

В формуле (9) — E_d =2,1·10¹¹, H/м² — модуль упругости материала шатуна; d_0 = 0,0141 м — диаметр отверстия под болт; a = 0,01995 м — внешний диаметр опорной поверхности гайки; l = 0,054 м — длина стягиваемых деталей (см. рис. 1); $tg\alpha$ = 0,4, где α — угол, составленный образующей конуса с осью [5].

Если подставить вычисленные значения в формулу (6), то получим

$$\chi = \frac{5,6228 \cdot 10^{-10}}{5,6228 \cdot 10^{-10} + 3,3833 \cdot 10^{-9}} = 0,1425 \; .$$

Анализ экспериментальных и расчетных исследований

Представим, что экспериментальные исследования проведены с общей относительной погрешностью измерений $\pm 9\%$. По-

грешности могут возникнуть при наклейке тензорезисторов (смещение от оси стержня болта), при считывании результатов измерения, в определении усилия нагружения. Общую погрешность выбрали из условия, что по всем трем измерениям относительная погрешность составляет не более 5%.

Тогда коэффициент основной нагрузки резьбового соединения шатунов с диаметром шатунной шейки d=60...105 мм должен составлять 0.18 ± 0.0162 .

Что касается изгиба шатунных болтов при нагружении шатуна продольной силой, то это вызвано деформацией кривошипной головки. Схема такого деформирования кривошипной головки приведена на рис. 3.

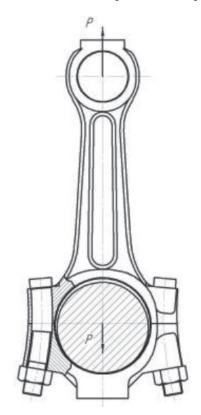


Рис. 3. Схема деформации кривошипной головки при нагружении шатуна продольной силой

В этом отношении возникает правомерный вопрос о правильности расчетного коэффициента основной нагрузки резьбового соединения, так как по сравнению с экспериментальным значением погрешность определения составляет около 21%.

Проанализируем причину такой погрешности. Из расчетного исследования следует, что расчетный коэффициент податливости стягиваемых деталей (части кривошипной головки) должен быть примерно на 32...33% больше (стягиваемые детали должны быть более жесткими). Действительно, если принять $\lambda_d = 7,4783\cdot 10^{-10}$ м/H, только тогда $\chi = 0,18$.

При расчете мы полагали в соответствии с расчетными данными, что стягиваемые детали свободные, не связаны с другими деталями. Но в действительности при затяжке шатунных болтов обеспечивается плотность стыка между кривошипной головкой и крышкой, причем стыковое сечение принадлежит статически неопределимой системе (кривошипной головке). Эту особенность никак не учитывает принятый в теории резьбовых соединений расчет податливости стягиваемых деталей. В то же время при экспериментальных исследованиях усилие на шатунный болт при нагружении шатуна продольной силой получает-

ся естественным исходя из действительного соотношения жесткостей шатунного болта и кривошипной головки.

Выводы

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования по определению коэффициентов податливости резьбовых соединений шатунов тракторных дизелей показали [3, 6], что при расчете шатунных болтов для шатунов с диаметром шатунной шейки d=60...105 мм должен составлять 0.18 ± 0.0162 .

Список литературы

- 1. Чайнов Н.Д., Иващенко 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. Гоц А.Н. Исследование напряженного состояния шатунных болтов при их затяжке // Успехи современной науки. -2017. -T. 2, № 8. -C. 88-93.
- 4. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. М.: Высшая школа, 2008. 408 с.
- 5. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. М.: Машиностроение, 2013. 576 с.
- 6. Гоц А.Н. Расчет шатунных болтов с учетом изгиба // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XII Международной научно-практической конференции / Под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. Владимир: Владим. гос. ун-т, 2010. С. 307–311.