

УДК 621.436/4.001.57

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСНОВНОЙ НАГРУЗКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА С КОСЫМ РАЗЪЕМОМ

Гоц А.Н.

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

Предложена методика экспериментального определения коэффициента основной нагрузки резьбового соединения крышки и кривошипной головки шатуна с косым разъемом. Шатунные болты нагружаются силой затяжки, которая обеспечивает плотность стыка между крышкой и кривошипной головкой. Во время работы двигателя шатунный болт нагружается дополнительной циклической силой от сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение. На болт передается только часть этой силы, которая равна произведению силы на коэффициент основной нагрузки. Поскольку этот коэффициент в литературных источниках рекомендуется выбирать в пределах 0,15...0,25, то для конкретной конструкции шатуна правильный выбор этого коэффициента позволит обоснованно выбрать силу затяжки шатунных болтов, а также обеспечить надежность шатуна при действии циклической нагрузки. Приведены результаты экспериментальных исследований распределения напряжений в шатунных болтах шатунов с косым разъемом при сборке и затяжке болта, а также при нагружении шатуна внешней продольной нагрузкой. Если определить нагрузку, которую испытывает шатунный болт при действии на шатун внешней силы, то это позволит определить коэффициент основной нагрузки резьбового соединения. Приведены результаты экспериментальных исследований по определению силы в шатунных болтах и значения коэффициента основной нагрузки.

Ключевые слова: шатун, болт, кривошипная головка, косой разъем, напряжения растяжения, коэффициент основной нагрузки

DETERMINATION OF THE COEFFICIENT BASIC LOAD ON THREAD IN CONNECTION THE OF THE CRANK CONNECTING ROD HEAD WITH AN OBLIQUE CONNECTOR

Gots A.N.

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

We proposed method of experimental determination of the main load of the threaded joint of the lid and connecting rod with an oblique connector. The bolt of Connecting rod loaded by tightening force, which ensures tightness of the joint between the cover and the head of connecting rod. During operation of the engine connecting rod bolt is loaded with an additional cyclic force from inertia forces of the parts, which movement reciprocating. On the bolt is transmitted only part of this force, which is equal to the product of the force on a factor of the main load. Since this coefficient in the literature it is recommended to choose within 0,15...0,25, for the particular design of the connecting rod proper choice of this ratio will allow us to choose by tightening the connecting rod bolts, as well as to ensure the reliability of the connecting rod under the action of cyclic loading. We takes the results of experimental studies of stress distribution in connecting rod bolts connecting rod with a slanted connector during Assembly and tightening of the bolt,

Keywords: connecting rod, bolt, connecting rod head, oblique connector, bending stresses, coefficient basic load

Как известно, в шатунах поршневых двигателей кривошипная головка разъемная, а крышка к головке приворачивается болтами, поэтому это соединение будем рассматривать как обычное резьбовое соединение [1, 2]. Если в шатунах с прямым разъемом соединение крышки и головки производится закладными болтами и болт затягивается гайкой, то в шатунах с косым разъемом кривошипной головки шатунные болты ввертывают в тело шатуна. Шатунные болты затягивают некоторым усилием, при котором обеспечивается плотность стыка между крышкой и кривошипной головкой [3]. При работе поршневого двигателя на шатун действует переменная циклическая сила P_j – сила инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение,

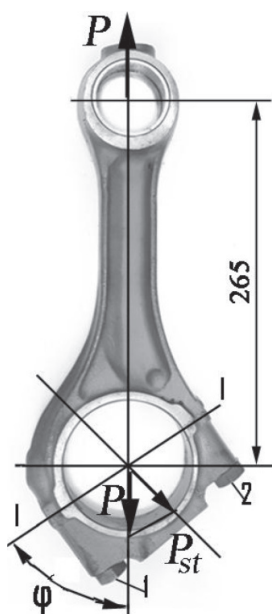
а также силы инерции вращающейся массы кривошипной головки шатуна без массы нижней крышки. Однако на шатунный болт дополнительно (кроме силы затяжки) действует только часть этой силы $\approx 0,5\chi P_j$, где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения [4]. В работе [1] предлагается выбирать $\chi = 0,15...0,25$. Выходит, если $P_j = 75000$ Н, то на шатунный болт в затянутом состоянии будет действовать сила $P_b = 0,5\chi P_j = 5625...9375$ Н, то есть силы отличаются на 67%.

В теории резьбовых соединений χ определяют из условия совместности деформаций болта и стягиваемых болтом деталей. Однако для кривошипной головки шатуна применить этот расчетный метод не представляется возможным ввиду того, что ис-

пользуемый при этом так называемый конус давления выходит за пределы стягиваемых деталей. Наружный диаметр d_{kd} конуса давления равен [2]:

$$d_{kd} = a + l_1 \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где a – внешний диаметр опорной поверхности болта или гайки; l_1 – толщина стягиваемых деталей; $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \dots 0,5$.



Шатун дизеля 4 ЧН 13/14: 1-1 – линия разреза; 1 – длинный шатунный болт; 2 – короткий шатунный болт

Так, например, для шатунов дизеля 4 ЧН 13/14 (Д-440) (рисунок) толщина кривошипной головки в сечении разреза ≈ 24 мм. Если подсчитать диаметр основания конуса давления, у которого $a = 21$ мм, а $l_1 = 71$ мм, то согласно (1) $d_{kd} = 49,4$ мм, т.е. почти в два раза больше толщины кривошипной головки. Кроме того, некорректность расчетного определения коэффициента χ состоит в том, что по теории ведут расчет стягиваемых свободных деталей [2, 3, 4], а в нашем случае крышка шатуна связана с остальной частью, т.е. стягиваются статически неопределимые системы. Наша попытка провести расчет коэффициента χ для шатунов дизеля 4 ЧН 13/14 (Д-440) привела к числу $\chi = 0,14 \dots 0,15$. В связи с этим было предложено экспериментально определить коэффициент основной нагрузки χ . Трудность в его определении заключалась в том, что продольная нагрузка приложенная к шатуну распределяется неравномерно по поверхностям стыка между крышкой и кривошипной головкой для шатунов с косым разрезом.

Цель исследования

Определить экспериментально коэффициент основной нагрузки резьбового соединения шатуна – соединение крышки и кривошипной головки.

Материалы и методы исследования

Для экспериментального определения усилий в шатунных болтах при нагружении шатуна продольной силой использовалась методика, рассмотренная в работах [5, 6]. На стержень шатунного болта были наклеены по его окружности тензорезисторы в точках A_1, B_1 и C_1 через 120° друг от друга. Выводы от тензорезисторов проходили через боковое и осевое сверление шатунных болтов, а также через головку. Поскольку нас интересовали напряжения растяжения, то среднее значение этих напряжений в трех точках $\sigma_{A_1}, \sigma_{B_1}, \sigma_{C_1}$ определяет напряжение растяжения σ_r :

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{A_1} + \sigma_{B_1} + \sigma_{C_1}}{3}. \quad (2)$$

Напряжение растяжения определяли при затяжке болтов ключом предельного момента, что позволило определить также приведенный коэффициент трения на опорной поверхности головки болта и в резьбе для контроля в дальнейшем возникающей силы при затяжке болта по приближенной зависимости [4, 7, 8]:

$$M_k = kQd, \quad (3)$$

где M_k – момент на ключе, k – приведенный коэффициент трения на опорной поверхности головки болта и в резьбе; d – наружный диаметр резьбы шатунного болта.

После затяжки шатунных болтов моментом затяжки, определенным в технической документации на двигатель, шатун нагружался ступенчато продольными силами. Напряжение в трех точках $\sigma_{A_1}, \sigma_{B_1}, \sigma_{C_1}$ определялось, по которым можно было по формуле (2) найти среднее напряжение и усилие в каждом болте:

$$P_b = \sigma_r F_b, \quad (4)$$

где F_b – площадь поперечного сечения болта с наклеенными тензорезисторами.

Поскольку при экспериментальных исследованиях определяются силы, действующие вдоль оси шатунных болтов (продольные силы), то для шатунов с косым разрезом суммарная сила, действующая на оба стыка кривошипной головки P_{st} , равна проекции продольной силы P вдоль стержня шатуна линию, перпендикулярную линии разреза, или

$$P_{st} = P \cos(90^\circ - \varphi) = P \sin \varphi, \quad (5)$$

где φ – угол плоскости разреза кривошипной головки к продольной оси шатуна.

Так как распределение усилий по стыкам пока неизвестно, то по формулам (4) и (5) найти коэффициент χ не представляется возможным (в одном уравнении две неизвестные), то определив по формуле (4) усилие в каждом из болтов Q_{b1} и Q_{b2} (то есть усилия, которые приходятся на каждый из шатунных болтов при действии на шатун продольной силы), можно найти суммарное усилие на оба болта. Тогда приведенный коэффициент основной нагрузки равен

$$\chi = \frac{Q_{b1} + Q_{b2}}{P_{st}}. \quad (6)$$

Результаты исследования и их обсуждение

Рассмотрим результаты расчетно-экспериментальных исследований по определению коэффициента основной нагрузки резьбового соединения кривошипной головки шатуна χ и приведенного коэффициента трения на опорной поверхности головки болта и в резьбе k дизеля 4Ч 13/14 (Д-440) при затяжке болтов в кривошипную головку шатуна, а также при нагружении шатуна продольной растягивающей силой. Испытывались серийные шатуны с косым разъемом и ввертными болтами (рисунок) (короткий длиной $l_b = 71$ мм, длинный – $l_b = 84$ мм; диаметр стержня болта $d_0 = 13,6$ мм; площадь поперечного сечения стержня болта $F_b = 0,145 \times 10^{-3}$ м², резьба 16x1,5). Заметим, что внутреннее сверление для проводов, соединяющих тензорезисторы, было выполнено ближе к головке болта, поэтому поперечное сечение стержня болта определялось по $d_0 = 13,6$ мм.

Плоскость развѐма нижней головки шатуна выполнена под углом 55° к оси стержня (см. рисунок). Крышка соединяется с головкой шатуна по развѐму при помощи треугольных шлицов. Для измерения напряжений на стержне болта были наклеены через 120° по окружности в соответствии с описанной выше методикой тензорезисторы с базой 5×10^{-3} м. Шатунные болты затягиваются, начиная с длинного болта, момент их затяжки – 220...240 Н·м.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований по определению напряжений в длинном болте при его затяжке в шатун. Далее определялись сила затяжки Q_{b1} , Н по формуле (4) и приведенный коэффициент трения на опорной

поверхности головки болта и в резьбе k по формуле (3).

В табл. 2 приведены аналогичные результаты экспериментальных и расчетных исследований, но только для короткого болта.

Затяжка болтов производилась в следующей последовательности. Сначала затягивался длинный болт, а затем короткий (в соответствии с инструкцией по эксплуатации) моментом затяжки 220 Н·м. После этого шатун устанавливался в испытательную машину и нагружался продольной растягивающей силой 30, 40, 60 кН. Результаты экспериментального определения напряжений и расчетные значения усилий, воспринимающих каждым из болтов при таком нагружении, приведено в табл. 3 и 4.

Далее шатуны снимались с испытательной машины и болты дополнительно затягивались до момента затяжки $M_z = 240$ Н·м. В этом случае проводилась проверка, как влияет дополнительная затяжка, а значит, и деформация кривошипной головки на соотношения податливостей крышки и болта, а значит, и на коэффициент основной нагрузки. Результаты экспериментального определения напряжений и расчетные значения усилий, воспринимающих каждым из болтов при моменте затяжки $M_z = 240$ Н·м и таком нагружении, приведены в табл. 5 и 6.

Для расчета коэффициента основной нагрузки χ резьбового соединения кривошипной головки и крышки шатуна дизеля 4Ч 13/14 (Д-440) сведем в табл. 7 результаты экспериментальных и расчетных исследований из табл. 3 и 4. Момент затяжки шатунных болтов составлял $M_z = 220$ Н·м. В столбце 6 приведены результаты расчета коэффициента χ по формуле (6) по данным в столбцах 2 и 5.

Таблица 1

Напряжения и сила затяжки в длинном шатунном болте

Момент затяжки, Н·м	Напряжения в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_r , МПа	Сила затяжки Q_{b1} , Н	Приведенный коэффициент трения на опорной поверхности головки болта и в резьбе k
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}			
40	-14	291,5	-18	86,5	12559	0,19906
80	139	242,8	152,8	178,2	25873	0,19325
120	188,5	342,8	252,2	261,2	37919	0,19779
160	254,3	432,5	378,2	355	51542	0,19402
180	340	432	412,5	394,8	57325	0,19624
220	398	459	445	434	63012	0,19837
240	450	505	494	483	70127	0,19607
Среднее значение						0,1967

Таблица 2

Напряжения и сила затяжки в коротком шатунном болте

Момент затяга, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_p , МПа	Усилие в шатунном болте Q_{b2} , Н	Приведенный коэффи- циент трения на опорной поверхности головки болта и в резьбе k
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}			
40	-18,6	294,2	-17,8	85,9	12477	0,2004
80	122,2	288,3	106,4	172,3	25016	0,1999
120	182,4	406,3	186,9	258,5	37536	0,1998
160	223,1	412,9	399	345	50091	0,1996
180	269,5	448,6	449	389	56484	0,1992
220	328,2	486,1	476,6	430	62475	0,2000
240	359,6	576,9	592,7	472,1	68539	0,2006
Среднее значение						0,2003

Таблица 3

Напряжения и усилия в длинном шатунном болте после затяжки моментом 220 Н·м
и при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, P , Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_p , МПа	Усилие в шатунном болте Q_{b1} , Н
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}		
1	2	3	4	5	6
30000	14,1	22,2	18,5	18,3	2652
40000	20,2	32,2	22,3	24,9	3615
60000	28,3	52,2	32,3	37,6	5459

Таблица 4

Напряжения и усилия в коротком шатунном болте после затяжки моментом 220 Н·м
и при нагружении шатуна продольной силой

Продольное усилие в шатуне, P , Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_p , МПа	Усилие в шатунном болте Q_{b1} , Н
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}		
1	2	3	4	5	6
30000	6,5	20,3	11,8	12,9	1868
40000	14,5	21,3	17,5	17,8	2579
60000	20,6	33,4	24,5	26,2	3799

Таблица 5

Напряжения и усилия в длинном шатунном болте после затяжки моментом 240 Н·м
и при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, P , Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_p , МПа	Усилие в шатунном болте Q_{b1} , Н
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}		
1	2	3	4	5	6
30000	13,2	21,7	19,5	18,3	2633
40000	16,8	32,5	21,8	23,7	3441
60000	30,8	47,2	31,5	36,5	5299

Таблица 6

Напряжения и усилия в коротком шатунном болте после затяжки моментом 240 Н·м и при нагружении шатуна продольной силой

Продольное усилие в шатуне, P , Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			Напряжение растяжения σ_r , МПа	Усилие в шатунном болте Q_{b2} , Н
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}		
1	2	3	4	5	6
30000	6,2	19,2	11,5	12,3	1791
40000	15,2	20,5	14,8	16,8	2444
60000	20,2	30,4	21,2	23,9	3475

Таблица 7

Расчет коэффициента основной нагрузки в резьбовом соединении шатуна при затяжке болтов моментом 220 Н·м

Продольное усилие в шатуне, P , Н	Нагрузка на стык кривошипной головки, Q_{sr} , Н	Нагрузка на болты после их затяжки моментом 220 Н·м		Суммарная нагрузка на болты $Q_{b1} + Q_{b2}$, Н	Коэффициент основной нагрузки – резьбового соединения кривошипной головки шатуна χ
		Нагрузка на длинный болт Q_{b1} , Н	Нагрузка на короткий болт Q_{b2} , Н		
1	2	3	4	5	6
30000	24576	2652	1868	4520	0,1839
40000	32768	3615	2579	6194	0,1890
60000	49152	5459	3799	9258	0,1884
Среднее значение					0,1871

Таблица 8

Расчет коэффициента основной нагрузки в резьбовом соединении шатуна при затяжке болтов моментом 240 Н·м

Продольное усилие в шатуне P , Н	Нагрузка на стык кривошипной головки Q_{sr} , Н	Нагрузка на болты после их затяжки моментом 240 Н·м		Суммарная нагрузка на болты $Q_{b1} + Q_{b2}$, Н	Коэффициент основной нагрузки – резьбового соединения кривошипной головки шатуна χ
		Нагрузка на длинный болт Q_{b1} , Н	Нагрузка на короткий болт Q_{b2} , Н		
1	2	3	4	5	6
30000	24576	2633	1791	4424	0,1800
40000	32768	3441	2444	5885	0,1796
60000	49152	5299	3475	8774	0,1785
Среднее значение					0,1794

Аналогично, для расчета коэффициента основной нагрузки χ резьбового соединения кривошипной головки и крышки шатуна дизеля 4Ч 13/14 (Д-440) при моменте затяжки шатунных болтов $M_z = 240$ Н·м сведем в табл. 8 результаты экспериментальных и расчетных исследований из табл. 5 и 6. В столбце 6 приведены результаты расчета коэффициента χ по формуле (6) по данным в столбцах 2 и 5.

Анализ результатов расчетно-экспериментальных исследований

Анализ результатов расчетно-экспериментальных исследований (см. табл. 1 и 2) показывает, что приближенная зависимость (3) выполнялась при затяжке длинного и короткого шатунных болтов. Следует при этом заметить, что для этого перед испытаниями

было проведено поверхностным пластическим деформированием опорной поверхности крышек шатунов [7, 8], а кроме того, при сборке опорные поверхности крышки и болта, а также резьбы смазывались.

Момент затяжки шатунных болтов не повлиял на величину коэффициента χ , так как среднее значение его по результатам двух измерений находится в пределах погрешности.

Выводы

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что для определения действительной силы, которую воспринимает затянутый шатунный болт при нагружении шатуна продольной силой, коэффициент основной нагрузки резьбового соединения можно предварительно определить достаточно простым экспериментом. Для выпускаемых в настоящее время автомобильных и тракторных двигателей его можно принять 0,18...0,20.

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. 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., Финогенов 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.
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.
7. Budynas R., Nisbett K. Shigley's mechanical engineering design. McGraw-Hill. – 2008. – 1059 p.
8. Douglas C. Montgomery. Design and Analysis of Experiments // John Wiley & Sons. – 2012. – 752 p.