

УДК 621.435-232.1-192

ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАСТОЧКИ ПОД ВКЛАДЫШИ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНОВ НА НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

Гоц А.Н.

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

Проведено исследование влияния качества обработанных поверхностей расточки под вкладыши кривошипной головки шатунов на надежность подшипников. Требование, чтобы среднее арифметическое отклонение профиля R_a поверхности расточки не превышало 0,5 мкм, так как это улучшает прилегаемость вкладышей к постели и увеличивает их долговечность, при ускоренных испытаниях не подтверждается. Анализ статистической обработки шероховатости расточки кривошипной головки зарубежных двигателей показывает, что это требование завышенное. На условия прилегаемости в расточке вкладышей подшипников оказывает большее влияние величина выступания и усилие предварительной затяжки, которое выбирается не только из условия обеспечения плотности стыка с принятым при расчете коэффициентом, но и с учетом деформации вкладышей на величину выступания. Это было подтверждено по результатам ускоренных испытаний шатунов при стендовых испытаниях двигателей. При ускоренных испытаниях параметр шероховатости R_a уменьшался при увеличении нагрузки на шатун как за счет увеличения силы инерции, так и за счет повышенного усилия предварительной затяжки.

Ключевые слова: шатун, кривошипная головка, вкладыши; шероховатость поверхности, надежность, ускоренные испытания, циклограмма

INFLUENCE OF QUALITY OF THE PROCESSED SURFACES OF BORE UNDER CONNECTING ROD BEARING ON RELIABILITY

Gots A.N.

Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

Research influence of quality of the processed surfaces of bore under connecting rod bearing on reliability. The requirement that the average arithmetic deviation of structure R_a of a surface did not exceed 0,5 microns as it improves adjoin loose leaves and increases their durability, at the accelerated tests does not prove to be true. The analysis of statistical processing of a roughness the head of connecting rods of foreign engines shows, that this requirement overestimated. On conditions adjoin in the head of rods loose leaves of bearings renders the greater influence size projection and effort of a preliminary inhaling which gets out not only of a condition of maintenance of density of a joint with the factor accepted at calculation, but also in view of deformation of loose leaves on size projection. It has been confirmed by results of the accelerated tests connecting-rods at bench tests of engines. At the accelerated tests the parameter of roughness R_a decreased at increase in loading at a rod due to increase in force of inertia, and due to the raised effort of a preliminary inhaling.

Keywords: connecting rod, bottom-end rod, sleeve half bearing, rode of a surface, reliability, the accelerated tests, cycle of tests

При изготовлении шатунов тракторных и комбайновых дизелей среднее арифметическое отклонение профиля R_a поверхности отверстия кривошипной головки под вкладыши регламентируется величиной не более 0,5 мкм. Считается, что это улучшает прилегание вкладыша к постели при сборке и увеличивает долговечность подшипников скольжения. В то же время для обеспечения значения $R_a < 0,5$ требуется совершенствование технологии финишной обработки и тем самым удорожание производства шатунов. В связи с этим необходимо оценить влияние параметров шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки, в частности R_a , на надежность работы шатунов.

В табл. 1 приведены результаты измерения параметров шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной

головки шатунов некоторых зарубежных двигателей, из которых следует, что в данных конструкциях величина $R_a > 0,5$, хотя это никак не сказывается на их надежности. Здесь, как обычно, H_{\min} – отклонение пяти наибольших минимумов профиля, мкм; H_{\max} – отклонение пяти наибольших максимумов профиля, мкм. На рис. 1 приведена изменения относительной опорной длины профиля t_p , %, в зависимости от значении уровня сечений профиля из ряда 10, 15, 20, 30, 60, 70, 80, 90% от наибольшей высоты профиля R_{\max} .

Известно [1], что при установке вкладыша в кривошипную головку шатуна по мере увеличения силы затяжки шатунных болтов возрастает давление его на расточку. Хотя это давление не превышает $p_0 = 5$ МПа, происходит деформация выступов шероховатой поверхности. Это уве-

личивает опорную поверхность и улучшает прилегания вкладыша к постели. Более правильно выбирать p_0 из реальных геометрических размеров подшипникового сопряжения и давления вкладыша на поверхность расточки после затяжки болтов, так как это давление и определяет предохранение вкладыша от проворачивания во время работы двигателя. Вкладыши фиксируются в расточке специальными отогнутыми усиками. Основное назначение их – облегчить сборку подшипникового узла. От проворачивания вкладышей усика практически не предохраняют.

Расчет величины минимального радиального контактного давления p_0 для конкретного типа подшипников и для каждого частного его применения возможен при анализе целого ряда параметров, а именно: жесткости кривошипной головки, длины окружности постели, соотношения жесткостей вкладыша и головки, свойства материала, из которого изготовлены составные элементы подшипника, величины и направления действующих сил и т.д. Давление p_0 зависит также от соотношения толщины стенок вкладыша к его диаметру и от величины натяга, вызванного

значением выступания¹ вкладыша над поверхностью постели.

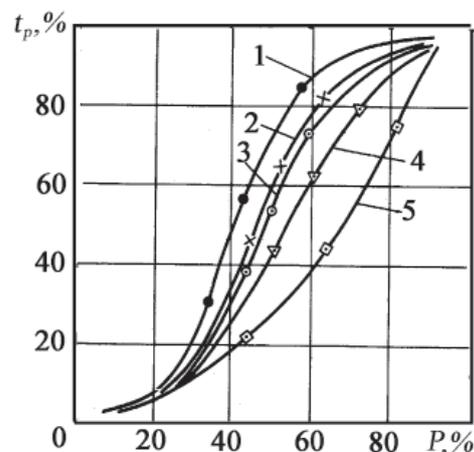


Рис. 1. Относительная опорная длина профиля t_p , %, от R_{max} поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов дизелей:
1 – Deutz; 2 – MBM; 3 – MAN; 4 – MTU

¹ Выступание – величина, на которую деформируется (сжимается) вкладыш по периметру при установке его в расточку (постель) подшипника и затяжке болтами.

Таблица 1

Параметры шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов ряда зарубежных двигателей

Марка дизеля, фирма, страна (основные показатели и параметры дизеля)	Параметры шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов			
	R_a , мкм	H_{min} , мкм	H_{max} , мкм	t_{50} , %
Д226-46, MBM (ФРГ) ($i - 4$; $S/D = 120/105$; $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 55 \text{ кВт}$)	0,392...0,476	1,70...2,54	1,58...2,94	48,4...75,6
F8L413, Deutz (ФРГ) ($i - 8$; $S/D = 125/120$; $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 128 \text{ кВт}$)	0,710...1,060	3,20...5,71	2,07...5,48	68,6...83,8
Д226-46MT, MAN (ФРГ) ($i - 6$; $S/D = 155/125$; $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 185 \text{ кВт}$)	0,825...0,945	3,04...4,48	2,98...3,43	46,6...70,7
MTU-331TC, MTU (ФРГ) ($i - 6$; $S/D = 155/165$; $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 420 \text{ кВт}$)	0,402...0,476	0,99...1,78	1,32...2,14	26,4...33,2

На деформацию выступов влияет также переменная нагрузка, которую испытывает кривошипная головка шатуна при работе двигателя. При недостаточной толщине вкладыша и ненадлежащей затяжке шатунных болтов это может вызвать фрикционную коррозию на спинке вкладыша подшипника [2]. На рис. 2 показаны темные слегка шероховатые пятна на спинке вкладыша, которые появились после стендовых испытаний и причиной которых является недостаточная предварительная затяжка шатунных болтов.

Таким образом, можно признать, что надежность работы шатунных подшипников скольжения в большей степени зависит от усилия затяжки шатунных болтов, жесткости кривошипной головки, а также качества обработки поверхности разъема (крышки и кривошипной головки) и под опорную поверхность головок шатунных болтов, чем от качества обработки поверхности отверстия под вкладыши.

Как правило, в конструкции шатунов с закладными болтами зарубежных двигателей болты имеют увеличенную выпуклую

опорную поверхность головок (с наклоном в сторону стержня), а переход от стержня болта к головке имеет переменный радиус. Применение указанных конструктивных решений направлено на обеспечение надежности самостопорения от отвинчивания, что в значительной мере определяет стабильность усилия затяжки шатунных болтов при работе дизеля [3, 4].



Рис. 2. Фрикционная коррозия на спинке вкладыша

Для оценки влияния параметров шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки на ее надежность испытывались унифицированные серийные и экспериментальные шатуны для дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145):

- серийный шатун, имеющий шероховатость поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки $R_a < 0,55$ мкм; с усилием затяжки 18,5 кН, а моментом затяжки шатунных болтов $M_3 = 119$ Н·м, установленный в технической документации, в дальнейшем обозначается ШЭ1;

- экспериментальный шатун, имеющий шероховатость поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки $R_a < 0,55$ мкм; с усилием затяжки 21,5 кН, а моментом затяжки шатунных болтов $M_3 = 138$ Н·м, в центре масс шатуна был прикреплен дополнительный груз массой 0,4 кг, в дальнейшем обозначается ШЭ1;

- экспериментальный шатун, имеющий шероховатость поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки $R_a \leq 1,25$ мкм; с усилием затяжки 18,5 кН, а моментом затяжки шатунных болтов $M_3 = 119$ Н·м, в дальнейшем обозначается ШЭ2;

- серийный шатун, имеющий шероховатость поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки $R_a \leq 1,25$ мкм; с уси-

лием затяжки 21,5 кН, а моментом затяжки шатунных болтов $M_3 = 138$ Н·м, в центре масс шатуна был прикреплен дополнительный груз массой 0,4 кг, в дальнейшем обозначается ШЭ3.

Момент затяжки устанавливался с учетом деформации вкладышей (высота выступания $h = 0,05$ мм) и условия обеспечения плотности стыка с заданным коэффициентом [5]. Испытанию подвергались по 4 экземпляра серийных и экспериментальных шатунов.

Для оценки влияния параметров шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов проводили ускоренные стендовые испытания в течение 100 часов. Циклограмма работы дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145) при испытаниях приведена на рис. 3.

Моменты затяжки и страгивания при отвинчивании шатунных болтов определялись при помощи динамометрического ключа. Параметры шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов определялись на профилографе-профилометре модели 252.

Градуировку осевого усилия затяжки шатунных болтов, а также моментов затяжки и страгивания при отвинчивании на динамометрическом ключе проводили по методике, описанной в работах [3–7]. Перед каждой из затяжек визуально определялось состояние резьбы и опорной поверхности головок болтов, а также проводилась смазка их и резьбовой части болта маслом.

Масса дополнительных грузов в центре масс экспериментальных шатунов выбиралась из условия, что сила инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, не превышает осевое усилие затяжки шатунных болтов: $P_{jp} < Q_0$.

Шатунный болт в начале такта впуска силой инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс шатуна, расположенных над плоскостью разреза кривошипной головки:

$$P_{jp} = -[(m_{пр} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{кр})]\omega^2 r, \quad (1)$$

где $m_{пр}$ – масса поршневой группы; m_1 – часть массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца; $\omega_{рхх}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода; m_2 – часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки; $m_{кр}$ – масса крышки (обычно принимается, что $m_{кр} \approx (0,25 \dots 0,3) m_2$).

Прочность болтов может быть обеспечена при условии:

$$\sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau^2} \leq 0,8\sigma_r, \quad (2)$$

где σ_r – предел текучести материала шатунного болта; $\sigma_0 = Q_0/F_{min}$ напряжения в их ми-

нимальном сечении болта F_{\min} ; Q_0 – усилие предварительной затяжки шатунных болтов, выбираемое из условий сжатия вкладышей на величину выступания и обеспечения плотности стыка [6];

$$\tau \approx \frac{M_p}{0,2 d_{\min}^3}, \quad (3)$$

$$M_p = 0,5 Q_0 d_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi d_2} + f_p \right), \quad (4)$$

где M_p – момент, скручиваемый болт при навинчивании гайки; d_2 – средний диаметр резьбы; β – угол подъема винтовой линии, $\operatorname{tg} \beta = t/(\pi d_2)$; ρ' – угол трения, соответствующий коэффициенту трения в резьбе f_p ; t – шаг резьбы.

Критерием отказа дизеля при испытаниях являлось снижение усилия предварительной затяжки шатунных болтов на 15%, которое определялось по снижению момента страгивания при их отвинчивании [8].

В табл. 2 приведены значения параметров: момент и усилия затяжки шатунных болтов, R_a и t_p отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов до начала их испытаний и по окончании.

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что при увеличении момента затяжки со $119 \pm 5,0$ до $138 \pm 5,0$ Н·м уменьшает снижение момента страгивания при отвинчивании шатунных болтов после испытаний. Действительно для шатунов ШС1 и ШСЭ снижение момента страгивания после испытаний составило $\approx 15\%$ при моменте затяжки 119 Н·м. При увеличении момента затяжки (а, значит, и усилия затяжки) до 138 Н·м даже при увеличенной нагрузке на шатунный болт снижение момента страгивания меньше 15%. Кроме того, увеличение нагрузки на шатун за счет прикрепления в центре масс шатуна дополнительного груза массой 0,4 кг изменяет параметр шероховатости R_a , мкм. Видимо, это можно объяснить тем обстоятельством, что при неизменной жесткости кривошипной головки при большей нагрузке (за счет увеличения сил инерции) в процессе циклического нагружения происходит смятие наибольших выступов контактирующих поверхностей (возможны также микроперемещения вкладышей относительно поверхности расточки), что и меняет параметры R_a и t_{50} , %.

Таблица 2

Моменты и усилия затяжки шатунных болтов, а также параметры шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки шатунов до и после испытаний

Обозначение шатуна	Параметры затяжки шатунных болтов			Параметры шероховатости поверхности отверстия под вкладыши кривошипной головки	
	Момент затяжки, Н·м (до испытаний)	Усилие затяжки, кН	Момент страгивания при отвинчивании, Н·м <u>до испытаний</u> <u>после испытаний</u>	<u>до испытаний</u> R_a , мкм	<u>после испытаний</u> t_{50} , %
ШС1	$119 \pm 5,0$	18,5	$\frac{100,6 \pm 5,0}{82,8 \pm 5,0}$	0,550 0,305	55,0 78,6
ШЭ1	$138 \pm 5,0$	21,5	$\frac{112,5 \pm 5,0}{98,5 \pm 5,0}$	0,550 0,307	57,9 81,6
ШЭ2	$119 \pm 5,0$	18,5	$\frac{101,7 \pm 5,0}{85,8 \pm 5,0}$	1,250 1,225	70,0 76,8
ШЭ3	$138 \pm 5,0$	21,5	$\frac{113,5 \pm 5,0}{100,4 \pm 5,0}$	1,250 1,110	71,2 77,5

На этом основании можно утверждать, что величина R_a контактирующих поверхностей кривошипной головки шатуна и вкладышей не является определяющей

для обеспечения прилегаемости вкладышей в расточке и надежной работы [9, 10]. Надежная работа вкладышей без проворачивания под нагрузкой может быть обеспе-

чена за счет правильного выбора выступа-ния, что обеспечит давление вкладыша на расточку $p_0 \geq 5$ МПа. Кроме того, за счет рационального выбора распрямления (увеличения диаметра вкладыша в плоскости разъема) будет обеспечено прилегание вкладыша к постели при сборке. Наконец, должна быть обеспечена стабильность усилия затяжки шатунных болтов при работе дизеля. По результатам ускоренных стендовых испытаний можно утверждать, что необходимость финишной обработки поверхности под вкладыши кривошипной головки шатуна для обеспечения параметра шероховатости среднего арифметического отклонения профиля $R_a < 0,5$ мкм не является обязательной. Даже при $R_a = 1,25$ проворотов вкладышей при стендовых испытаниях не произошло.

Список литературы

1. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 585 с.
2. Ehrentraut O., Koroschetz F., Grobuehek F. Reduction of the Wall-Thicknesses of Slide Bearings for Diesel Engines – Requirements, Effects and Limits // Material of the Energy Technology Conference and Exhibition. – New Orleans, 1980. – P. 1–9.
3. Gots A.N. The Increases of Reliability Bolts of Road // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Сб. докладов XVI научно-технической конференции с международно участием. – Варна: Изд-во ТУ, 2010. – Т. 17. – P. 386–391.
4. Гоц А.Н., Некрасов С.И., Булыгин Ю.С. Повышение эффективности стопорения шатунных болтов двигателей А-41, А-01М, СМД-60/62 и СМД-72 // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – №3. – С. 37–38.
5. Гоц А.Н., Некрасов С.И., Булыгин Ю.С. Повышение надежности стопорения шатунных болтов дизелей // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. – №8. – С. 17–21.
6. Гоц А.Н. Расчет усилия затяжки болтов подшипникового узла ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 3. – С. 20–22.
7. Гоц А.Н. Учет напряжений изгиба при расчете шатунных болтов // Двигателестроение. – 2004. – № 3. – С. 16–18.
8. Гоц А.Н., Некрасов С.И. Ускоренные испытания резьбовых соединений на долговечность // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – № 6. – С. 17–19.
9. Гоц А.Н., Фомин В.К., Левин Н.П. Исследование причин проворота вкладышей подшипников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – № 7. – С. 14–18.
10. Гоц А.Н., Некрасов С.И., Григорьев О.А. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния шатуна

с учетом влияния конструктивных параметров // Дизельные двигатели-89: сб. докладов V национальной конференции с международным участием. – Болгария Варна, 1989. – Т.2. – С. 234–239.

References

1. *Tractor diesel engines*: B.A. Vzorov, A.V. Adamovich, A.G. Arabjan, etc.; Under editor B.A. Vzorov. M.: Mechanical engineering, 1981. 585 p.
2. Ehrentraut O., Koroschetz F., Grobuehek F. *Reduction of the Wall-Thicknesses of Slide Bearings for Diesel Engines Requirements, Effects and Limits* – Material of the Energy Technology Conference and Exhibition. New Orleans. 1980. pp. 1–9.
3. Gots A.N. *The Increases of Reliability Bolts of Road – Transport, ecology – development is steady*: Reports XVI scientific – technical conference with participation is international. Varna: Publishing house VTU. 2010. no. 17. pp. 386–391.
4. Gots A.N., Nekrasov S.I., Bulygin J.U.S. *Increase of efficiency of latching bolts of connecting rod of engines A-41, A-01M, SMD-60/62 and SMD-72* – Tractors and agricultural machines, 1985, no. 3. pp. 37–38.
5. Gots A.N., Nekrasov S.I., Bulygin J.S. *Povysheniye of reliability of latching bolts of connecting rod of diesel engines – Tractors and agricultural machines*, 1987, no.8. pp. 17–21.
6. Gots A.N. *Calculation of effort of an inhaling of bolts of bearing unit of engines – Tractors and agricultural machines*, 2004, no. 3. pp. 20–22.
7. Gots A.N. *Account of pressure of a bend at calculation bolts of connecting rod – Dvigatelstroenie*, 2004, no. 3. pp. 16–18.
8. Gots A.N., Nekrasov S.I. *Accelerat of test of carving connections for durability* – Tractors and agricultural machines, 1989, no. 6. pp 17–19.
9. Gots A.N., Fomin V.K., Levin N.P. *Research of the reasons a prorotate of loose leaves of bearings – Tractors and agricultural machines*, 1989, no. 7. pp. 14–18.
10. Gots A.N., Nekrasov S.I., Grigoriev O.A. *Settlement the analysis intensely – deformation conditions of a rod in view of influence of design data – Diesel engines-89. Reports V of national conference with the international participation*, Bulgaria Varna, 1989. T.2. pp. 234–239.

Рецензенты:

Гаврилов А.А., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых» Министерства образования и науки РФ, г. Владимир;

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, зам. Главного конструктора по испытаниям ООО «Владимирский моторотракторный завод», г. Владимир.

Работа поступила в редакцию 11.04.2012.