

УДК 621.81(075.8):521.8(076.5):539.3(6)

## Модель несущей способности шатунного болта на примере двигателя 3S-FE

А.И. Недобитков, Б.М. Абдеев

Восточно-Казахстанский технический университет им. Д. Серикбаева

## Model of the connecting-rod bolt load-carrying capacity based on the 3S-FE engine example

A.I. Nedobitkov, B.M. Abdeyev

D. Serikbayev East Kazakhstan Technical University

Обеспечение качества продукции машиностроения и защита прав потребителей являются актуальной задачей. Однако в научных публикациях отсутствуют обоснованные данные об оценке норм проектирования в рамках экспертизы качества автотранспортных средств. Разработана прикладная математическая модель расчета несущей способности шатунного болта на базе известных классических аналитических зависимостей и фундаментальных положений механики деформируемого твердого тела. На основе использования растровой микроскопии показаны характерные особенности распределения химических элементов в зоне усталостной трещины шатунного болта. Приведен пример расчета несущей способности шатунного болта при анализе причинной связи между нормами проектирования и отказом двигателя внутреннего сгорания в рамках экспертизы качества автотранспортных средств. Полученные результаты могут быть применены при экспертном исследовании болтов транспортных средств и машин для установления механизма их разрушения, а следовательно, и причины отказа узла или агрегата.

EDN: ZDGKDQ, <https://elibrary/zdgkdq>

**Ключевые слова:** шатунный болт, несущая способность, усталостная трещина, предел прочности, растровая микроскопия

Ensuring quality of the mechanical engineering products and protecting consumer rights appears to be an urgent task. However, scientific publications are missing the substantiated data on the design standards assessment as part of the motor vehicles quality expertise. The paper develops an applied mathematical model of the connecting-rod bolt load-carrying capacity based on the known classical analytical dependencies and fundamental principles of the deformable solid mechanics. Scanning microscopy was used to show characteristic features of the chemical elements distribution in the connecting-rod fatigue crack zone. An example is provided in calculating the connecting-rod bolt load-carrying capacity when analyzing causal relationship between the design standards and the failure of an internal combustion engine as part of the motor vehicle quality expertise. The results obtained could be introduced in expert assessment of the vehicles and machines bolts to establish their destruction mechanism and, ultimately, the cause of failure of the unit or assembly.

EDN: ZDGKDQ, <https://elibrary/zdgkdq>

**Keywords:** connecting rod bolt, load-carrying capacity, fatigue crack, tensile strength, scanning microscopy

В целях повышения энергетической эффективности и экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) осуществляются различные мероприятия, сопровождаемые повышением нагрузок на основные детали [1]. При этом задача обеспечения надежности и повышения срока службы ДВС отходит на второй план.

По мнению авторов работы [2], тенденция развития современных ДВС направлена на уменьшение массы и габаритных размеров. В результате большую часть элементов деталей ДВС выполняют с небольшим запасом прочности. Это в полной мере относится к крепежным элементам, включая шатунные болты (ШБ).

Известны отзывные компании, в частности Tesla, GMC, Buick Regal, Lacrosse, Cadillac SRX и Toyota, связанные с разрушением ШБ при эксплуатации. По мнению производителя болтов Yaang Pipe Industry, 95 % поломок вызваны проблемами с крепежом в процессе установки или обслуживания, а остальные 5 % — с использованием неподходящего крепежа.

Яркий пример даунсайзинга представляет собой история ДВС 3S-FE. В частности, в 1996 г. на него стали устанавливать облегченные поршни и шатуны при сохранении коленчатого вала образца 1988 г. Также в целях экономии материала начали применять ШБ диаметром 8 мм.

В результате была объявлена отзывная компания № 2919 от 12.04.2012 г., связанная с недостаточной прочностью ШБ. Отзыву для замены ШБ подлежали около 70 тыс. автомобилей Toyota Vista SV50, Toyota Corona ST210 и Toyota Nadia SXN1 с ДВС 3S-FE. Следует указать, что причиной отзывной компании названо усталостное разрушение ШБ с продуктами старения моторного масла и рекомендовано владельцам автомобилей чаще его менять.

Некоторые авторы [2–13], исследуя причины и условия отказов болтов различного назначения, отмечали, что их разрушение может вызвать крупные расходы вследствие простоя производства, угрозы безопасности, причинения вреда имуществу т. п.

Анализируя большое количество публикаций, в которых исследованы условия функционирования болтов и причины их разрушения, автор работы [14] указывает, что существующие исследования механизма отказа и факторов, влияющих на ослабление болтов и усталость при различных предварительных нагрузках, являются недостаточными.

В свою очередь ГОСТ Р 58197–2018 (регламентирующий порядок проведения экспертизы качества автотранспортных средств) приводит определения деградационного, конструктивного и эксплуатационного дефектов.

Следует подчеркнуть, что в редакции ГОСТ Р 58197–2018 деградационный дефект обусловлен естественными процессами старения, изнашивания, коррозии и усталости, но при соблюдении всех установленных правил и (или) норм проектирования, изготовления и эксплуатации. Таким образом, при анализе причины разрушения ШБ необходимо оценивать также соблюдение правил и норм проектирования.

Цель статьи — разработка модели несущей способности ШБ для выполнения экспертизы качества автотранспортных средств.

Для достижения этой цели следует решить следующие задачи:

- разработать простой инженерно-технический метод оценки несущей способности ШБ;
- довести метод оценки до простых расчетных формул, позволяющих определять несущую способность ШБ при проведении экспертизы качества автотранспортных средств;
- оценить несущую способность ШБ ДВС 3S-FE при диаметре 8 и 10 мм;
- исследовать элементный состав поверхности усталостного излома ШБ;
- показать, что распределение химических элементов в пределах очага разрушения отличается от такового на прилегающих участках излома, отвечающих последующему развитию разрушения (что является важным криминалистическим признаком).

Исследования проводили в Центре превосходства «Veritas» Восточно-Казахстанского технического университета им. Д. Серикбаева, используя растровый электронный микроскоп JSM-6390LV с приставкой энергодисперсионного микроанализа. Поверхности разрушения ШБ подвергали анализу без предварительной пробоподготовки.

Объектами исследования выступали ШБ ДВС 3S-FE общей длиной 60 мм и резьбовой частью длиной 26 мм и фрагменты ШБ, разрушившегося в процессе эксплуатации. Внешний вид разрушенного ШБ приведен на рис. 1, а, где видно, что излом произошел непосредственно у головки болта.

Авторами работы [12] приведены данные, что 15 % разрушений происходит в сечениях под

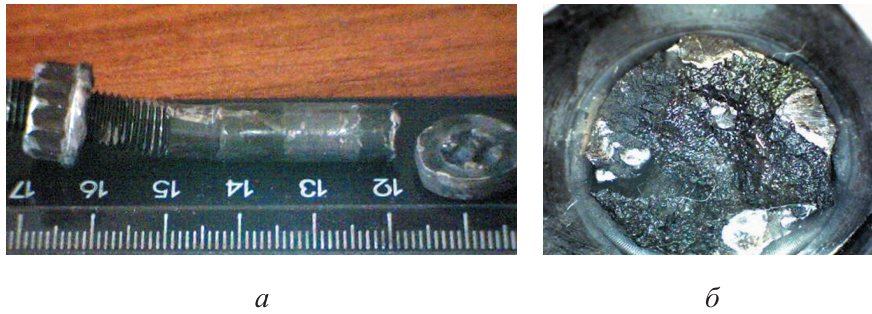


Рис. 1. Внешний вид разрушенного ШБ (а) и поверхности его излома (б)

головкой ШБ, 20 % — в начале его нарезанной части и 65 % — в резьбовой части стержня в плоскости опорной поверхности гайки. Матовый поясok длиной около 10 мм (см. рис. 1, а), а также несколько участков на поверхности излома (рис. 1, б), обладающих металлическим блеском и гладкостью (очаги разрушения), свидетельствуют об усталостном изломе.

Одна из усталостных трещин, выходящая из тела ШБ и заканчивающаяся на поверхности излома, показана на рис. 2. Видно, что трещина распространяется в плоскости, перпендикулярной направлению приложенной к ШБ циклической нагрузки.

ШБ работают в условиях переменных нормальных напряжений ( $\sigma > 0$ ), изменяющихся в широких пределах и достигающих экстремально высоких максимального  $\sigma_{\max}$  и минимального  $\sigma_{\min}$  значений, особенно при форсировании ДВС [15].

Максимальное значение  $\sigma_{\max}$  может приближаться к пределу выносливости  $\sigma_R$  с коэффициентом асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \quad 0 < R < 1.$$

Принято считать, что закон изменения напряжений  $\sigma$  во времени  $t$  имеет вид синусоиды, у которой амплитуда  $\sigma_a$  и среднее напряжение  $\sigma_m$  ( $\sigma_m > 0$ ) связаны с максимальным  $\sigma_{\max}$  и минимальным  $\sigma_{\min}$  значениями следующими зависимостями (см. рис. 1) [2, 12, 15]:

$$\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}); \quad \sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}); \quad (1)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a; \quad \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a. \quad (2)$$

Конструктивно болт нижней головки ШБ при работе ДВС нагружен переменным осевым инерционным усилием  $P_{in}$  и продольным усилием предварительной затяжки [2, 15]

$$P_{pr} = \frac{M_{kl}}{0,15d}, \quad (3)$$

где  $M_{kl}$  — заданный момент затяжки на ключе при установке ШБ диаметром  $d$ .

С учетом того, что площадь ШБ  $F = \pi d^2/4$ , динамические нагрузки на ШБ аппроксимируются следующим образом [15]:

$$P_{\max} = P_{pr} + \chi P_{in} = \frac{M_{kl}}{0,15d} + \chi P_{in}; \quad (4)$$

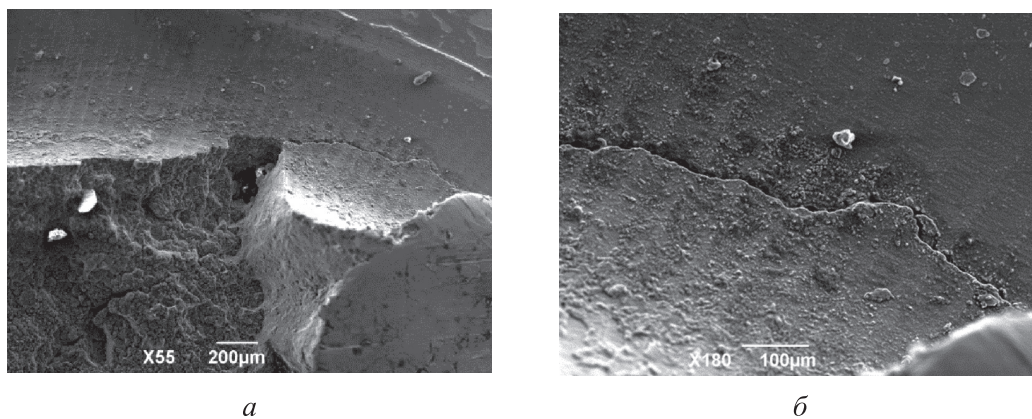


Рис. 2. Внешний вид трещины, заканчивающейся на поверхности излома при увеличении  $\times 55$  (а) и  $\times 180$  (б)

$$P_{\min} = P_{pr} = m(1-\chi)P_{in}; \quad (5)$$

$$P_{in} = \frac{P_{pr}}{m(1-\chi)} = \frac{M_{kl}}{0,15dm(1-\chi)}, \quad (6)$$

где  $\chi$  — коэффициент запаса податливости;  $m$  — коэффициент запаса прочности,  $m = 2,0 \dots 2,5$ .

На основании статистических данных [15] коэффициент запаса податливости  $\chi = 0,15 \dots 0,25$ .

Для повышения усталостной прочности в месте резкого изменения формы ШБ на стыке с головкой по ГОСТ Р 53557–2009 должен быть предусмотрен переходный радиус или галтель, имеющая возможно больший радиус  $r$ , т. е. конструктивный параметр  $\nu = r/d = 0,15 \dots 0,50$  [15–17].

На рис. 3 приведена расчетная схема гладкой части ШБ и эпюра номинальных начальных напряжений

$$\sigma_{pr} = \frac{P_{pr}}{F} = \frac{4M_{kl}}{0,15\pi d^3}$$

с учетом их местного повышения до максимального значения

$$\sigma_{pr}^{\max} = \sigma_K = \alpha_k \sigma_{pr}$$

при теоретическом коэффициенте концентрации [16–18]

$$\alpha_k = 1 + 0,55\sqrt{\frac{1}{\nu}}, \quad (7)$$

где  $\sigma_K$  — напряжение в точке  $K$  (концентратор напряжений).

Зависимость теоретического коэффициента концентрации  $\alpha_k$  от конструктивного параметра  $\nu$  приведена на рис. 4. Штриховой линией отмечена левая часть графика с ненормируемым (неконтролируемым) технологическим скруглением  $r_r \neq 0$ , которое на практике всегда существует даже при формальном отсутствии галтели, когда  $r_r \ll 0,15 \dots 0,50$ .

После определения параметров  $P_{in}$  и  $P_{max}$  находим максимальное и минимальное значения напряжения

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{P_{\max}}{F} = \frac{4M_{kl}}{0,15\pi d^3} \left[ 1 + \frac{\chi}{m(1-\chi)} \right]; \\ \sigma_{\min} &= \frac{P_{\min}}{F} = \frac{4M_{kl}}{0,15\pi d^3}. \end{aligned} \right.$$

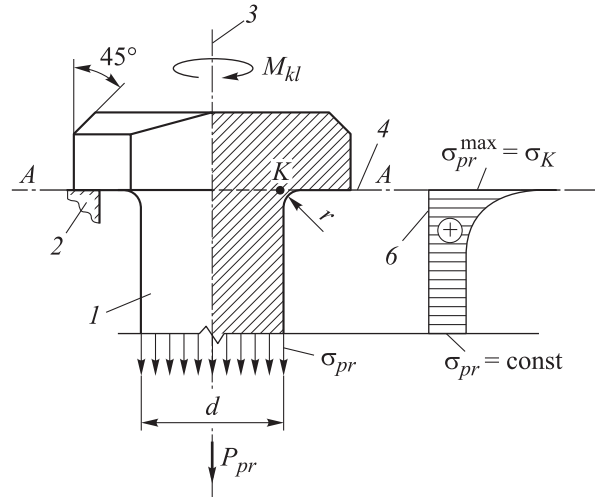


Рис. 3. Схематическая модель напряженного состояния соединения ШБ

и нижней головки шатуна:

- 1 — стержень болта; 2 — абсолютно жесткая опора (тело шатуна); 3 — ось симметрии;
- 4 — расчетное сечение A-A с опасной точкой K;
- 5 — эпюра  $\sigma_{pr}$  с экстремальным напряжением в галтели радиусом  $r$

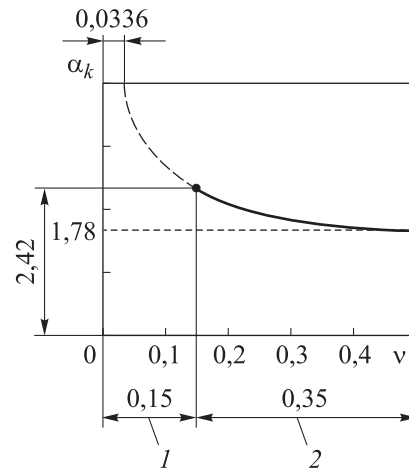


Рис. 4. Зависимость теоретического

коэффициента концентрации  $\alpha_k$

от конструктивного параметра  $\nu$ :

- 1 — технологически ненормируемая область, где радиус галтели  $0 < r_r < 0,15d$ ;
- 2 — конструктивно-нормируемая рабочая зона

С учетом выражений (3)–(6) получаем

$$\sigma_a = \frac{2}{\pi d^2} (P_{\max} - P_{\min}) = \frac{2M_{kl}\chi}{0,15\pi d^3 m(1-\chi)}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{2}{\pi d^2} (P_{\max} + P_{\min}) = \\ &= \frac{2M_{kl}}{0,15\pi d^3} \left[ 2 + \frac{\chi}{m(1-\chi)} \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Согласно выражению (2), коэффициент запаса прочности ШБ определяется из условия [16–18]

$$n \geq [n],$$

где  $[n]$  — нормативное значение коэффициента запаса прочности ШБ,  $[n] = 2$  [15].

Расчетное значение коэффициента запаса прочности ШБ в граничном неравенстве  $n \geq [n]$  для положительного цикла (см. рис. 1) вычисляется по классической общей формуле [16–18]

$$n = \frac{\sigma_{-1r}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (10)$$

где  $\sigma_{-1r}$  — предел выносливости на растяжение при симметричном цикле напряжений с коэффициентом асимметрии  $R = -1$ , Н/мм<sup>2</sup>;  $K_{\sigma D}$  — повышающий амплитуду напряжения  $\sigma_a$  коэффициент совместного влияния концентрации напряжений ( $K_{\sigma} \geq 1$ ), масштабного фактора ( $\beta_M \geq 1$ ) и качества обработки поверхности ШБ ( $\beta_P \approx 2$ );  $\psi_{\sigma}$  — параметр схематизированной диаграммы предельных амплитуд.

В выражении (10):

$$\sigma_{-1r} = (0,55 - \sigma_{pp} \cdot 10^{-4}) \sigma_{pp}; \quad (11)$$

$$\psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1r}}{\sigma_{pp}} = 0,55 - \sigma_{pp} \cdot 10^{-4}; \quad (12)$$

$$K_{\sigma D} = K_{\sigma} \beta_M \beta_P = [1 + q(\alpha_k - 1)] \beta_M \beta_P \quad (13)$$

или с учетом выражения (7)

$$K_{\sigma D} = \left( 1 + 0,55q \sqrt{\frac{1}{v}} \right) \beta_M \beta_P, \quad (14)$$

где  $\sigma_{pp}$  — справочное значение предела прочности стали [19] (коэффициент  $10^{-4}$  имеет размерность мм<sup>2</sup>/Н = МПа<sup>-1</sup>);  $q$  — параметр чувствительности к концентрации напряжений,  $q = 0,6 \dots 0,7$  для конструкционных легированных сталей [19].

Эмпирические выражения в квадратных и круглых скобках формул (13) и (14) представляют собой эффективный (фактический) коэффициент концентрации напряжений  $K_{\sigma}$  [16–18].

Модифицируя условие прочности  $n \geq [n]$  путем подстановки выражений (8)–(12), (14) с учетом повышенного запаса несущей способности конструкции ШБ, когда  $n = \min \rightarrow \rightarrow \chi = 0,25 = \max$ ,  $m = 2 = \min$ ,  $q = 0,7 = \max$ , получаем выражение для коэффициента запаса прочности ШБ

$$n = \frac{0,075\pi d^3 (0,55 - \sigma_{pp} \cdot 10^{-4}) \sigma_{pp}}{M_{kl}} \times \\ \times \left[ 0,3334\beta_M (1 + 0,385\sqrt{v^{-1}}) + \right. \\ \left. + 2,1667(0,55 - \sigma_{pp} \cdot 10^{-4}) \right]^{-1}. \quad (15)$$

Подставляя формулу (15) в выражение (10), находим минимальный конструктивный параметр

$$v_{\min} = (0,2567M_{kl})^2 \times \\ \times \left[ 0,075\pi d^3 (0,55 - \sigma_{pp} \cdot 10^{-4}) \sigma_{pp} - \right. \\ \left. - M_{kl} (0,6668\beta_M + 1,9587) \right]^{-2}, \quad (16)$$

т. е. наименьший радиус галтели

$$r_{\min} = v_{\min} d \quad (17)$$

при оптимальном коэффициенте запаса прочности ШБ  $n = 2$  с точки зрения минимальной материалоемкости ШБ и его достаточной эксплуатационной надежности.

Выбор эмпирического параметра  $\beta_M$  зависит от диаметра ШБ [16–18]:

- при  $d \leq 10$  мм

$$\beta_M = 1;$$

- при  $10 \text{ мм} \leq d \leq 80 \text{ мм}$

$$1 \leq \beta_M \leq 2.$$

В качестве примера проведем расчет по полученным выражениям (15)–(17) для ШБ диаметром  $d = 8$  и  $10$  мм, выполненные из хромистой легированной стали, имеющей  $\sigma_{pp} = 980$  МПа [19] при моменте затяжки  $M_{kl} = 25$  Н·м и эмпирическом коэффициенте  $\beta_M = 1$ .

Графические зависимости коэффициента запаса прочности ШБ  $n$  от конструктивного параметра  $v$  при диаметре ШБ  $d = 8$  и  $10$  мм приведены на рис. 5.

Согласно выражениям (1), (12), (15), при  $v \rightarrow \infty$  ( $r \rightarrow \infty$ ) для гладкого стержня с коэффициентом асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{m(1-\chi)}{m(1-\chi) + \chi} = \\ = \frac{2(1-0,25)}{2(1-0,25) + 0,25} = 0,857$$

получаем следующие экстремальные значения коэффициента запаса прочности ШБ:

- при диаметре ШБ  $d = 8$  мм

$$n(\infty) = \max = \lim_{v \rightarrow \infty} n(v) = 1,629 < 2;$$

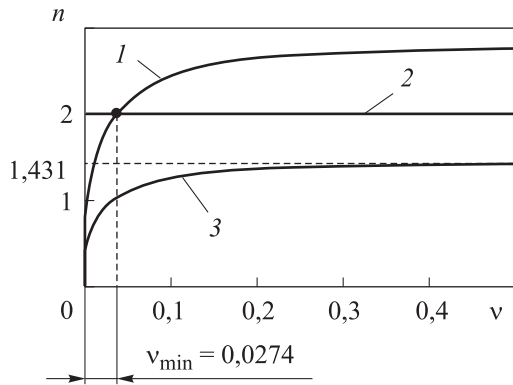


Рис. 5. Зависимости коэффициента запаса прочности ШБ  $n$  от конструктивного параметра  $v$ :  
1 и 3 — при диаметре ШБ  $d = 10$  и  $8$  мм;  
2 — нормативное значение коэффициента запаса прочности ШБ  $[n]$

- при диаметре ШБ  $d = 10$  мм

$$n(\infty) = \max \lim_{v \rightarrow \infty} n(v) = 3,143 > 2.$$

В связи с этим становится очевидным, что даже простой круглый стержень диаметром  $8$  мм из стали  $40X$  при моменте затяжки  $M_{kl} = 25$  Н·м разорвется вследствие недостаточной прочности ( $n < 2$ ). При этом аналогичный стержень диаметром  $d = 10$  мм, испытывающий осевое циклическое нагружение, не разрушится, если  $v \geq v_{\max}$ , т. е. когда технологический радиус галтели  $r_T$  составляет ничтожно малую величину по сравнению с диаметром ШБ  $d$ :  $r_T \ll (0,15 \dots 0,50)d$ .

Применительно к обсуждаемым численным примерам оценки несущей способности ШБ при  $d = 8$  мм коэффициент  $v_{\min}$  в границах  $0 \leq v \leq 0,5$  не существует, так как соответствующий график зависимости  $n = f(v)$  (см. рис. 5, кривая 3) расположен ниже прямой 2 ( $n = 2$ ). В то же время при диаметре ШБ  $d = 10$  мм согласно выражениям (16) и (17)

$$v_{\min} = 0,0274 \quad (r_{\min} = 0,274 \text{ мм}) \ll \\ \ll (0,15 \dots 0,50) \cdot 10 = 1,5 \dots 5,0 \text{ мм.}$$

На основании изложенного можно заключить, что причиной разрушения ШБ диаметром  $8$  мм является недостаточный размер  $d$  при многоциклового усталости в области концентратора напряжений.

Точки, выбранные для проведения энергодисперсионного микроанализа (спектры) в области излома ШБ, показаны на рис. 6. Видно, что одна часть точек расположена в области трещины, другая — на удалении от нее. Резуль-

таты микроанализа в области излома ШБ приведены в таблице.

Как следует из таблицы, непосредственно в усталостной трещине наблюдается повышенное содержание кислорода и других химических элементов. При этом на удалении от трещины концентрация кислорода и легирующих элементов снижается. Полученные результаты хорошо согласованы с данными, приведенными в работах [20–22].

Так, авторы работы [20] отмечали, что распределение химических элементов в пределах очага разрушения отличается от распределения химических элементов на прилегающих участках излома, отвечающих последующему развитию разрушения. В пределах очаговой фасетки наблюдается высокое содержание кислорода и других химических элементов [20].

В статье [22] выявлено образование новых фаз при знакопеременном изгибе фольги высококочистого алюминия. Авторы [22] пришли к выводу, что зона растягивающих нормальных напряжений проявляется как насос, выкачивающий малорастворимые примеси на поверхность экструдированного материала. Подобный эффект может развиваться при комнатной температуре только по механизму восходящего массопереноса в сильнонеравновесном материале.

В работе [21] установлено образование новых фаз при циклическом деформировании образца из стали 08кп.

Таким образом, становится очевидным, что повышенное содержание химических элементов в области усталостной трещины является не следствием коррозии (или старения мотор-

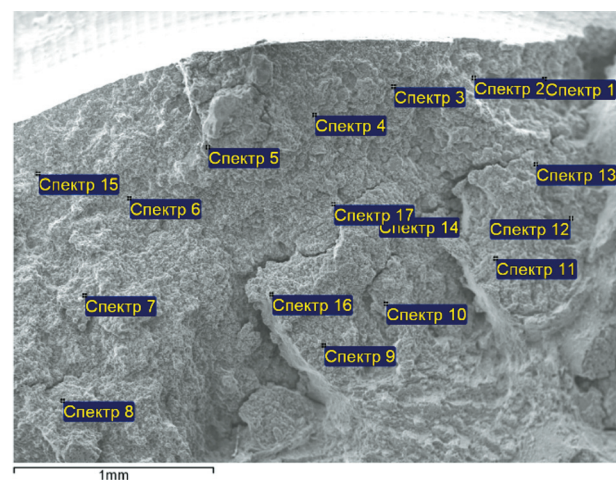


Рис. 6. Схема расположения точек в области излома ШБ

## Результаты микроанализа в области излома ШБ

Номер точки измерения — спектра	Содержание химического элемента, % масс.									
	O	Mn	Cu	Cr	Si	S	P	Zn	Al	Fe
1	24,93	0,58	–	1,12	0,43	0,31	0,36	0,55	0,29	71,43
2	27,07	0,60	–	1,00	0,41	0,28	0,69	–	–	69,05
3	35,38	0,56	0,44	0,62	0,53	1,20	2,21	–	–	58,53
4	21,38	0,63	–	1,08	–	–	1,01	–	–	75,91
5	31,23	–	–	–	–	–	–	–	–	68,77
6	9,49	0,68	–	0,82	0,32	–	0,35	–	–	88,01
7	13,32	–	–	1,59	–	–	–	–	–	85,09
8	14,55	–	–	–	–	–	–	–	–	85,45
9	6,24	–	–	1,53	–	–	–	–	–	92,23
10	11,02	1,39	–	0,98	–	–	–	–	–	86,61
11	18,31	0,73	–	0,93	0,34	–	–	–	–	79,68
12	14,81	0,57	–	0,95	–	–	0,37	–	0,44	82,86
13	31,75	0,43	–	0,64	0,44	0,25	1,00	–	0,35	65,14
14	26,59	0,59	–	0,92	–	–	1,33	–	–	70,57
15	2,84	0,71	–	1,10	–	–	–	–	–	95,35
16	10,75	–	–	0,89	–	–	–	–	–	88,36
17	6,57	0,86	–	1,37	–	–	–	–	–	91,19

ного масла по версии авторов отзывной компании), а результатом восходящего массопереноса [22].

Различное содержание кислорода и других химических элементов в зонах усталостной трещины (очаге разрушения) и долома представляет собой криминалистически значимую информацию, например, при расследовании происшествий на транспорте.

Принято считать, что криминалистически значимыми являются свойства, проявляющиеся при совершении преступления и отображаемые в виде материальных и идеальных следов в окружающей обстановке и сознании людей. Учет этого признака позволяет получать более обоснованные и достоверные выводы о причинах разрушения объектов исследования, в частности ШБ.

## Выводы

1. Предложена математическая модель расчета несущей способности ШБ для проверки норм проектирования при проведении экспертизы качества автотранспортных средств.

2. Разработанная модель доведена до трех простых расчетных формул, позволяющих оценивать несущую способность ШБ при проведении экспертизы качества автотранспортных средств.

3. На примере ШБ ДВС 3S-FE выполнена оценка его несущей способности при диаметре 8 и 10 мм. Установлено, что ШБ диаметром 8 мм разрывается по опасному сечению с концентратором напряжений у головки, а ШБ диаметром 10 мм не разрушается, так как коэффициент запаса прочности  $n \geq 2$ .

4. Исследован элементный состав поверхности усталостного излома ШБ. Выявлено, что в усталостной трещине наблюдается повышенное содержание кислорода и других химических элементов, которое снижается на удалении от нее.

5. Показано, что распределение химических элементов в пределах очага разрушения, отличающееся от такового на прилегающих участках долома, является важным криминалистическим признаком.

6. Полученные результаты могут быть использованы при экспертном исследовании бол-

тов транспортных средств и машин для установления механизма их разрушения, а следовательно, и причины отказа узла или агрегата. Знание технической причины отказа даст возможность

разработать профилактические мероприятия и конструктивные решения, направленные на ее устранение.

## Литература

- [1] Каргин С.А., Дорохов А.Ф. Повышение энергетической эффективности и экологической безопасности поршневых двигателей. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология*, 2019, № 4, с. 60–70.
- [2] Маломыжев О.Л., Скутельник В.В., Бектемиров А.С. Исследование момента затяжки ответственных резьбовых соединений на срок их службы на примере шатунных болтов двигателей легковых автомобилей. *Вестник ИрГТУ*, 2016, № 6, с. 156–162.
- [3] Zhang J., Zheng Z., Zhang J. et al. Failure analysis and service properties of 20Cr1Mo1VNbTiB bolt in 660 MW supercritical thermal power unit. *J. Fail. Anal. and Preven.*, 2022, vol. 22, no. 6, pp. 1744–1752, doi: <https://doi.org/10.1007/s11668-022-01453-2>
- [4] Yang L., Yang B., Yang G. et al. Research on factors affecting competitive failure between loosening and fatigue of bolt under combined excitation. *J. Constr. Steel. Res.*, 2022, vol. 189, art. 107110, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2021.107110>
- [5] Zheng Q., Guo Y., Wei Y. et al. Loosening of steel threaded connection subjected to axial compressive impact loading. *Int. J. Impact Eng.*, 2020, vol. 144, art. 103662, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2020.103662>
- [6] Marina N.L. Stress-strain state of a connecting-rod bolt. *Russ. Engin. Res.*, 2015, vol. 35, no. 3, pp. 227–230, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X15030107>
- [7] González P.V., Muro A.P., García-Martínez M. et al. Failure analysis study on a fractured bolt. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 109, art. 104355, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104355>
- [8] Zhou E.M. Fracture failure analysis of 42CrMo steel bolt. *Met. Heat. Treat.*, 2019, vol. 11, pp. 249–252.
- [9] Fu C., Ren F., Hu J. Fracture failure analysis on a bolt. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1676, art. 012015, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1676/1/012015>
- [10] Lachowicz M.B., Lachowicz M.M. Influence of corrosion on fatigue of the fastening bolts. *Materials*, 2021, vol. 14, no. 6, art. 1485, doi: <https://doi.org/10.3390/ma14061485>
- [11] Plaitano F., Stratan A., Nastri E. Simplified modelling of failure in high strength bolts under combined tension and bending. *J. Compos. Sci.*, 2022, vol. 6, no. 10, art. 302, doi: <https://doi.org/10.3390/jcs6100302>
- [12] Eccles B. *Fatigue failure of bolts*. URL: <https://www.boltscience.com/pages/fatigue-failure-of-bolts.pdf> (дата обращения: 15.10.2023).
- [13] Acria A., Beretta S., Bolzoni F. et al. Influence of manufacturing process on fatigue resistance of high strength steel bolts for connecting rods. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 109, art. 104330, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104330>
- [14] Yang G., Yang L., Chen J. et al. Competitive failure of bolt loosening and fatigue under different preloads. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2021, vol. 34, no. 1, art. 141. <https://doi.org/10.1186/s10033-021-00663-3>
- [15] Луканин В.Н., Шатров М.Г., ред. *Двигатели внутреннего сгорания*. Кн. 2. Динамика и конструирование. Москва, Высшая школа, 2005. 400 с.
- [16] Межецкий Г.Д., Загребин Г.Г., ред. *Сопротивление материалов*. Москва, Дашков и К, 2013. 432 с.
- [17] Hedia H., Mohorgy A., Aldousari S. *Strength of materials*. King Abdulaziz University, 2015. 430 p.
- [18] Yu M.H. Unified strength theory and its application. *Springer*, 2003. 412 p.
- [19] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. Т. 2. Москва, Машиностроение, 2006. 912 с.
- [20] Найденкин Е.В., Солдатенков А.П., Мишин И.П. и др. Закономерности сверхмногоциклового усталостного разрушения титанового сплава ВТ22. *Физическая мезомеханика*, 2021, т. 24, № 2, с. 23–33, doi: <https://doi.org/10.24412/1683-805X-2021-2-23-33>



- [21] Горбачев Л.А. Исследование структуры стали 08кп при циклическом деформировании. *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*, 2009, т. 75, № 1, с. 37–40.
- [22] Панин В.Е., Елсукова Т.Ф., Егорушкин В.Е. Нелинейные волновые эффекты солитонов кривизны в поверхностных слоях поликристаллов высокочистого алюминия при интенсивной пластической деформации. *Физическая мезомеханика*, 2007, т. 10, № 6, с. 21–32.

## References

- [1] Kargin S.A., Dorokhov A.F. Increasing energy efficiency and environmental safety of reciprocating engines. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Ser. Marine Engineering and Technologies], 2019, no. 4, pp. 60–70. (In Russ.).
- [2] Malomyzhev O.L., Skutelnik V.V., Bektemirov A.S. Studying tightening torque of critical thread connections for the period of their service life on the example of connecting rod bolts of motor car engines. *Vestnik IrGTU* [Proceedings of Irkutsk State Technical University], 2016, no. 6, pp. 156–162. (In Russ.).
- [3] Zhang J., Zheng Z., Zhang J. et al. Failure analysis and service properties of 20Cr1Mo1VNbTiB bolt in 660 MW supercritical thermal power unit. *J. Fail. Anal. and Preven.*, 2022, vol. 22, no. 6, pp. 1744–1752, doi: <https://doi.org/10.1007/s11668-022-01453-2>
- [4] Yang L., Yang B., Yang G. et al. Research on factors affecting competitive failure between loosening and fatigue of bolt under combined excitation. *J. Constr. Steel. Res.*, 2022, vol. 189, art. 107110, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2021.107110>
- [5] Zheng Q., Guo Y., Wei Y. et al. Loosening of steel threaded connection subjected to axial compressive impact loading. *Int. J. Impact Eng.*, 2020, vol. 144, art. 103662, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2020.103662>
- [6] Marina N.L. Stress-strain state of a connecting-rod bolt. *Russ. Engin. Res.*, 2015, vol. 35, no. 3, pp. 227–230, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X15030107>
- [7] González P.V., Muro A.P., García-Martínez M. et al. Failure analysis study on a fractured bolt. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 109, art. 104355, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104355>
- [8] Zhou E.M. Fracture failure analysis of 42CrMo steel bolt. *Met. Heat. Treat.*, 2019, vol. 11, pp. 249–252.
- [9] Fu C., Ren F., Hu J. Fracture failure analysis on a bolt. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1676, art. 012015, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1676/1/012015>
- [10] Lachowicz M.B., Lachowicz M.M. Influence of corrosion on fatigue of the fastening bolts. *Materials*, 2021, vol. 14, no. 6, art. 1485, doi: <https://doi.org/10.3390/ma14061485>
- [11] Plaitano F., Stratan A., Nastri E. Simplified modelling of failure in high strength bolts under combined tension and bending. *J. Compos. Sci.*, 2022, vol. 6, no. 10, art. 302, doi: <https://doi.org/10.3390/jcs6100302>
- [12] Eccles B. *Fatigue failure of bolts*. URL: <https://www.boltscience.com/pages/fatigue-failure-of-bolts.pdf> (дата обращения: 15.10.2023).
- [13] Acra A., Beretta S., Bolzoni F. et al. Influence of manufacturing process on fatigue resistance of high strength steel bolts for connecting rods. *Eng. Fail. Anal.*, 2020, vol. 109, art. 104330, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104330>
- [14] Yang G., Yang L., Chen J. et al. Competitive failure of bolt loosening and fatigue under different preloads. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2021, vol. 34, no. 1, art. 141. <https://doi.org/10.1186/s10033-021-00663-3>
- [15] Lukanin V.N., Shatrov M.G., eds. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Kn. 2. Dinamika i konstruirovaniye [Internal Combustion Engines. Vol. 2. Dynamics and Design]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2005. 400 p. (In Russ.).
- [16] Mezhtskiy G.D., Zagrebin G.G., eds. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Dashkov i K Publ., 2013. 432 p. (In Russ.).
- [17] Hedia H., Mohorgy A., Aldousari S. *Strength of materials*. King Abdulaziz University, 2015. 430 p.
- [18] Yu M.H. *Unified strength theory and its application*. Springer, 2003. 412 p.

- [19] Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora- mashinostroitelya*. Т. 2 [Handbook of mechanical engineering designer. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2006. 912 p. (In Russ.).
- [20] Naydenkin E.V., Soldatenkov A.P., Mishin I.P. et al. Very high cycle fatigue fracture of near  $\beta$  titanium alloy. *Fizicheskaya mezomekhanika* [Physical Mesomechanics Journal], 2021, vol. 24, no. 2, pp. 23–33, doi: <https://doi.org/10.24412/1683-805X-2021-2-23-33> (in Russ.).
- [21] Gorbachev L.A. A study of the structure of steel 08kp under cyclic deformation. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov* [Industrial Laboratory. Materials Diagnostics], 2009, vol. 75, no. 1, pp. 37–40. (In Russ.).
- [22] Panin V.E., Elsukova T.F., Egorushkin V.E. Nonlinear wave effects of curvature solitons in surface layers of high-purity aluminum polycrystals under severe plastic deformation. I. Experiment. *Fizicheskaya mezomekhanika* [Physical Mesomechanics Journal], 2007, vol. 10, no. 6, pp. 21–32. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 10.11.2023

## Информация об авторах

**НЕДОБИТКОВ Александр Игнатьевич** — кандидат технических наук, старший научный сотрудник. Восточно-Казахстанский технический университет им. Д. Серикбаева (070004, Усть-Каменогорск, Республика Казахстан, ул. Серикбаева, д. 19, e-mail: [a.nedobitkov@mail.ru](mailto:a.nedobitkov@mail.ru)).

**АБДЕЕВ Борис Масгутович** — кандидат технических наук, профессор Школы архитектуры, строительства и энергетики. Восточно-Казахстанский технический университет им. Д. Серикбаева (070004, Усть-Каменогорск, Республика Казахстан, ул. Серикбаева, д. 19, e-mail: [m.abdeeva@mail.ru](mailto:m.abdeeva@mail.ru)).

## Information about the authors

**NEDOBITKOV Alexander Ignatievich** — Candidate of Science (Eng.), Senior Research. D. Serikbayev East Kazakhstan Technical University (070004, Ust-Kamenogorsk, Republic of Kazakhstan; Serikbayev St., Bldg. 19, e-mail: [a.nedobitkov@mail.ru](mailto:a.nedobitkov@mail.ru)).

**ABDEYEV Boris Masgutovich** — Candidate of Science (Eng.), Professor, School of Architecture, Civil Engineering and Energy. D. Serikbayev East Kazakhstan Technical University (070004, Ust-Kamenogorsk, Republic of Kazakhstan; Serikbayev St., Bldg. 19, e-mail: [m.abdeeva@mail.ru](mailto:m.abdeeva@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Недобитков А.И., Абдеев Б.М. Модель несущей способности шатунного болта на примере двигателя 3S-FE. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 6, с. 22–31.

### Please cite this article in English as:

Nedobitkov A.I., Abdeyev B.M. Model of the connecting-rod bolt load-carrying capacity based on the 3S-FE engine example. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 6, pp. 22–31.