

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.3.01:539.42

DOI 10.18698/0536-1044-2018-1-37-44

Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках

А.М. Покровский, Д.А. Дубин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Estimation of Fracture Toughness of Torsion Shafts of a Tracked Vehicle under Operational Loads

A.M. Pokrovskiy, D.A. DubinBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: pokrovsky@bmstu.ru, dubin.connect@mail.ru



В настоящее время системы поддресоривания корпуса, использующие в качестве упругих элементов подвесок торсионные валы, устанавливаются на большинство современных гусеничных машин. Основным видом отказов таких систем является разрушение торсионов вследствие образования усталостных трещин, что приводит к выходу из строя узлов подвесок. Проведен анализ трещиностойкости торсионных валов серийного гусеничного шасси, на базе которого разработано семейство многоцелевых транспортных машин ГТ-ТМ, ГТ-ТМС и др. Исследование выполнено при эксплуатационном уровне нагружения для трещины, расположенной на цилиндрической части торсионного вала, плоскость которой ориентирована под углом к оси торсиона и совпадает с положением главных площадок напряженного состояния. В основу расчета трещиностойкости положен силовой критерий разрушения Ирвина. Вычисления максимального коэффициента интенсивности напряжений по фронту трещины проведены с применением метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Представлены результаты анализа трещиностойкости в виде зависимостей критической глубины трещины от соотношения ее полудлины к глубине. Полученные данные могут быть использованы при определении остаточного ресурса торсионных валов гусеничных машин на базе рассматриваемого шасси.

Ключевые слова: система поддресоривания, трещиностойкость торсионных валов, краевая трещина, коэффициент интенсивности напряжений, метод конечных элементов, критерий разрушения Ирвина



Nowadays, the hull suspension systems that use torsion shafts as elastic suspension elements are fitted to the majority of modern tracked vehicles. The main type of failure in such systems is the fracture of the torsion shafts due to the formation of fatigue cracks, which leads to failure of the suspension assemblies. This work presents an analysis of fracture toughness of torsion shafts of a standard tracked chassis used to develop a family of multi-

purpose transport vehicles GT-TM, GT-TMS, etc. The analysis is carried out under an operating load level for a crack located on the cylindrical part of the torsion shaft, the plane of which is at an angle to the torsion shaft axis and coincides with the position of the main areas of the stress state. The calculation of fracture toughness is based on Irwin fracture criterion. The calculations of the maximum stress intensity factor along the crack front are performed using the finite element method in the ANSYS software package. The results of the analysis of fracture toughness are presented in the form of dependences of the critical depth of the crack on the ratio of the fracture half-length to its depth. The data obtained can be used to determine the residual life of torsion shafts of the tracked vehicles based on the chassis under consideration.

Keywords: suspension system, fracture toughness of torsion shafts, edge crack, stress intensity factor, finite element method, Irwin fracture criterion

Элементы ходовой части быстроходных гусеничных машин эксплуатируются в условиях циклического и ударного нагружения. При этом усталостные разрушения торсионных валов (ТВ) являются наиболее типичной причиной отказов систем поддрессоривания таких машин, где ТВ используют в качестве упругих элементов подвесок. В свою очередь, высокая нагруженность ТВ делает их очень чувствительными к различного рода поверхностным микродефектам, которые приводят к ускоренной инициации усталостных явлений и, как следствие, к образованию трещин. Отказ подвесок вследствие разрушения упругого элемента напрямую влияет на подвижность машины и, следовательно, на эффективность выполнения поставленных задач, что особенно критично для гусеничных машин специального назначения.

В настоящее время на стадии проектирования изделий в машиностроительной отрасли широко применяют методы линейной механики разрушения (ЛМР), позволяющие оценить работоспособность и период эксплуатации наиболее ответственных деталей при наличии в них трещиноподобных дефектов. В рамках ЛМР напряжения в окрестности фронта трещины описываются в полярной системе координат с помощью асимптотических формул [1]

$$\sigma_{ij} = \frac{K_i}{\sqrt{2\pi r}} f_i(\theta),$$

где K_i — коэффициент интенсивности напряжений (КИН), равный K_I , K_{II} и K_{III} для трещин первого, второго и третьего типов соответственно; r — радиальная координата; $f_i(\theta)$ — тригонометрические функции угловой координаты θ для трещины i -го типа.

Согласно силовому критерию разрушения Ирвина [1], неустойчивый рост трещины,

предшествующий полному долому, начинается, когда максимальный КИН по фронту трещины достигает критического значения (вязкости разрушения). Применительно к трещине первого типа этот критерий имеет вид

$$K_I < K_{Ic}, \quad (1)$$

где K_{Ic} — вязкость разрушения для трещины типа I.

Таким образом, первоочередной задачей при оценке трещиностойкости ТВ является определение значения КИН, который зависит от условий нагружения, размеров вала и трещины, а также от ориентации дефекта. В соответствии с критерием Иоффе [1] траектория магистральной трещины развивается в направлении плоскости действия максимальных растягивающих главных напряжений, т. е. трещина в процессе роста стремится ориентироваться в поле напряжений так, чтобы отсутствовал сдвиг образующих ее берегов [1, 2]. Практика эксплуатации быстроходных гусеничных машин показывает, что разрушение ТВ происходит вследствие распространения трещины в плоскости, расположенной под углом к его оси (рис. 1).

Данный факт может свидетельствовать о том, что трещины растут в плоскостях, совпа-



Рис. 1. Разрушение ТВ по цилиндрической части

дающих с главными площадками напряженного состояния, в которых отсутствуют касательные напряжения и которые наклонены относительно оси нагруженного изгибающим и крутящим моментами вала.

Анализ работ и исследований в этой области показал, что задача в основном решалась для валов и стержней с трещиной, расположенной в поперечном сечении [3–6], что справедливо для валов, испытывающих чисто изгибное нагружение, и в целом не характерно для ТВ, где преобладающим видом нагружения является кручение, а напряженным состоянием — чистый сдвиг, для которого главные площадки ориентированы под углом 45° к оси вала.

Цель работы — определение критических размеров трещины, находящейся на цилиндрической части ТВ, плоскость которой расположена под углом к оси торсиона и совпадает с положением главных площадок.

Практическая ценность исследования заключается в оценке трещиностойкости ТВ системы поддрессоривания серийного гусеничного шасси при реальных нагрузках, а именно в построении графиков критической глубины трещины в зависимости от ее длины. Полученные данные могут быть использованы для оценки трещиностойкости ТВ на этапе проектирования, а также при определении остаточного ресурса машин, находящихся в эксплуатации.

Объект исследования. Торсионные валы гусеничных машин изготавливают из легированной стали 45ХН2МФА, обладающей высокими прочностными свойствами. Типовая конструкция и схема нагружения ТВ приведены на рис. 2. Длина ТВ L_T в современных системах поддрессоривания сопоставима с шириной корпуса гусеничной машины. На концах вала имеются две шлицевые головки разной длины и диаметра со шлицами треугольного профиля. От шлицевой головки к цилиндрической поверхности выполнен плавный переход с радиусом галтели

$$r = (1 \dots 2)d_T,$$

где d_T — диаметр ТВ.

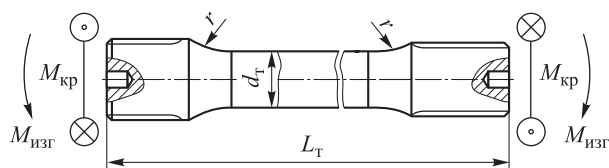


Рис. 2. Типовая конструкция ТВ

Как правило, ТВ рассчитывают только на кручение, однако в действительности они испытывают упрощенное плоское напряженное состояние от действия крутящего момента $M_{кр}$ (как преобладающего силового фактора со стороны рычага подвески) и изгибающего момента $M_{изг}$, возникающего вследствие несоосности опор и деформации корпуса.

Опыт эксплуатации показывает, что усталостные трещины образуются в области наибольшей концентрации напряжений — галтелей и шлицевых канавок. Однако существует высокая вероятность появления механических повреждений наружных слоев рабочей части вала, которые могут возникать при технологической обработке, транспортировке и неправильном хранении, что впоследствии приведет к его разрушению по цилиндрической части (см. рис. 1). Анализ характера разрушения ТВ по цилиндрической части указывает на распространение трещин в плоскости, расположенной под углом к оси вала в диапазоне $45 \dots 55^\circ$.

Объектом исследования являются усталостные трещины, образующиеся в ТВ диаметром $d_T = 37$ мм. Эти валы входят в состав индивидуальной системы поддрессоривания серийной гусеничной машины массой 14 т с передним расположением моторно-трансмиссионного отделения и двенадцатью независимыми подвесками. Анализ характера усталостных изломов показывает, что берега трещины близки к плоской поверхности. Максимальная глубина усталостной трещины в момент долома не превышает 5,6 мм.

Методика проведения исследования. Анализ КИИ проводили с использованием метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS [7]. Расчетная схема соответствовала консольно-закрепленному цилиндрическому стержню диаметром 37 мм и длиной 200 мм, нагруженному крутящим и изгибающим моментами (рис. 3). Для создания конечно-элементной модели ТВ с трещиной использовали 10-узловые тетраэдрические конечные элементы SOLID 187, а для описания особенностей вдоль фронта трещины — специальные сингулярные 15-узловые призматические конечные элементы SOLID 186.

Модель дефекта в зависимости от соотношения $l_b/l_a = 1,0 \dots 5,0$ соответствовала краевой полукруговой или полуэллиптической трещине, расположенной в плоскости, нормаль

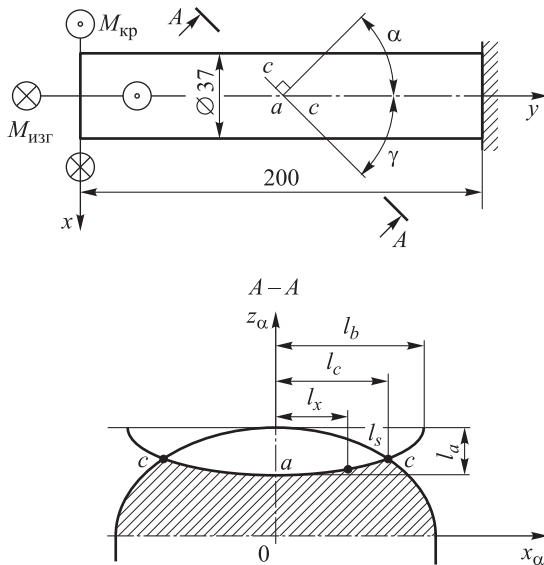


Рис. 3. Схема нагружения сплошного цилиндра с расположенной под углом к оси трещиной

к которой образует угол α с осью цилиндра. Моделирование выполняли для двух угловых положений при $\alpha = 35^\circ$ ($\gamma = 55^\circ$) и $\alpha = 45^\circ$ ($\gamma = 45^\circ$) путем последовательного перестроения сетки конечных элементов, образующих берега трещины.

Количество элементов для каждой модели варьировалось в зависимости от отношения l_b/l_a . Например, для трещины с отношением $l_b/l_a = 1,0$ количество узлов и элементов равнялось соответственно 132 771 и 88 003, а для соотношения $l_b/l_a = 5,0$ — 107 801 и 71 998. На рис. 4 представлена конечно-элементная сетка в области трещины.

На рис. 5 приведено распределение КИН по фронту полукруговой трещины при $\alpha = 35^\circ$ и $l_b = 4,9$ мм. Полученные в ANSYS значения КИН для самой заглубленной точки составили $1\,939 \text{ МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$, а в точке, выходящей на поверхность, — $2\,587 \text{ МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$, что при их переводе в общепринятые единицы соответствует 61,3 и 81,8 $\text{МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$.

Определение критической глубины трещины l_a для каждого соотношения l_b/l_a осуществлялось итерационным способом, согласно которому глубина становилась критической, когда максимальный КИН по фронту трещины на основании критерия Ирвина достигал вязкости разрушения K_{Ic} с погрешностью $\pm 0,5\%$. Условия нагружения задавались так, чтобы угол нормали к плоскости трещины α (см. рис. 3) совпадал с углом наклона первого главного напряжения β .

Поверхностные слои рабочей части ТВ испытывают плоское напряженное состояние. Значение и направление первого главного напряжения можно определить по следующим формулам [8]:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left(\sigma_z + \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{xz}^2} \right); \quad (2)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \arctg \frac{2\tau_{xz}}{\sigma_z},$$

σ_z — нормальное напряжение; τ_{xz} — касательное напряжение.

Для трещины с углом α расчет проводился только от действия крутящего момента $M_{кр} = 6,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$, что соответствует эксплуатационному уровню нагружения ТВ для исследуемой системы подрессоривания [9]. При этом максимальное значение касательного напряжения τ_{xz} в поперечном сечении составило 613 МПа. На основании выражения (2) главное растягивающее напряжение σ_1 равно касательному τ_{xz} , а направление их действия ориентировано под углом $\beta = 45^\circ$ к оси цилиндра, что соответствует углу наклона нормали к плоско-

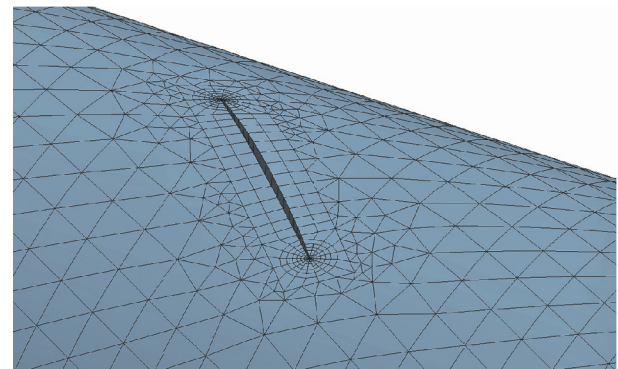


Рис. 4. Конечно-элементная сетка в окрестности трещины (деформированное состояние)

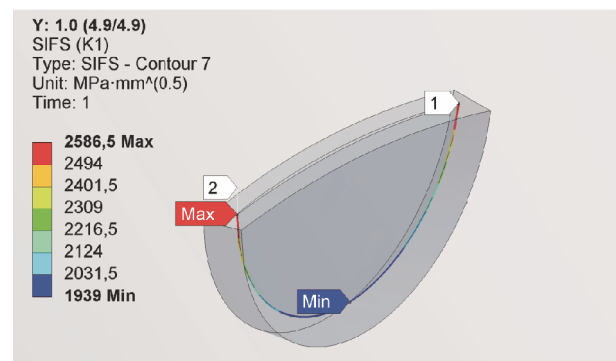


Рис. 5. Распределение КИН, $\text{МПа} \cdot \text{мм}^{1/2}$, по фронту полукруговой трещины при $l_b = 4,9$ мм

сти трещины. При $\alpha = 35^\circ$ расчет выполнялся при совместном действии крутящего $M_{кр} = 6,1$ кН·м и изгибающего моментов $M_{изг} = 2,2$ кН·м. В этом случае в поперечном сечении вала дополнительно возникают нормальные

напряжения от изгиба σ_z , максимальное значение которых равно 442 МПа. Значение и угол наклона главных растягивающих напряжений на поверхности вала составили соответственно $\sigma_1 = 873$ МПа и $\beta = 35^\circ$. Следует отметить, что

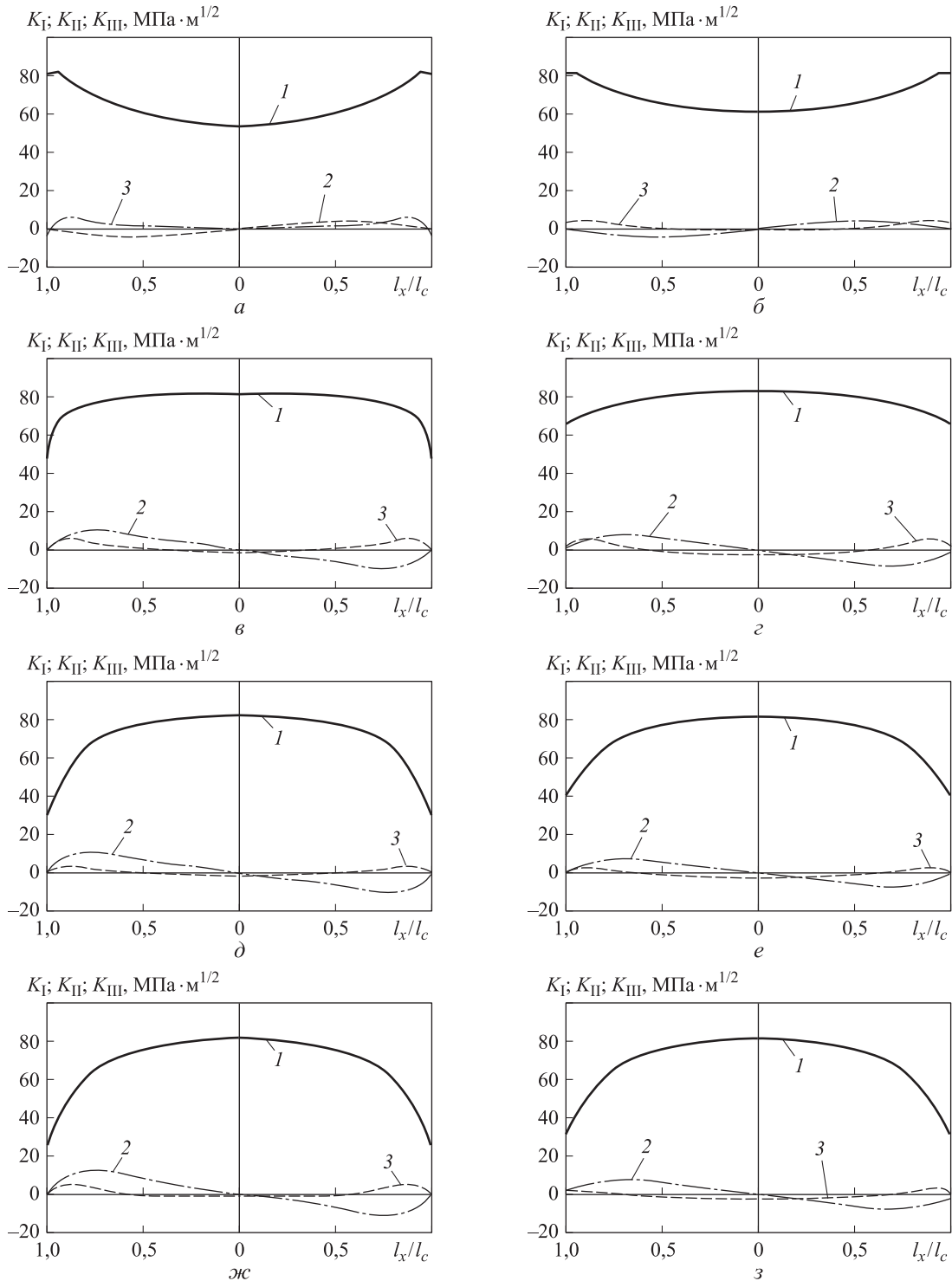


Рис. 6. Распределение КИН K_I (1), K_{II} (2) и K_{III} (3) по фронту трещины при угле $\alpha = 45$ (слева) и 35° (справа) и различных значениях отношения ее полудлины к глубине:
 а — $l_b/l_a = 1,0$; $l_a = 8,6$ мм; б — $l_b/l_a = 1,0$; $l_a = 4,9$ мм; в — $l_b/l_a = 2,0$; $l_a = 8,2$ мм; з — $l_b/l_a = 2,0$; $l_a = 4,3$ мм;
 д — $l_b/l_a = 3,0$; $l_a = 6,8$ мм; е — $l_b/l_a = 3,0$; $l_a = 3,5$ мм; ж — $l_b/l_a = 4,0$; $l_a = 6,2$ мм; з — $l_b/l_a = 4,0$; $l_a = 3,2$ мм

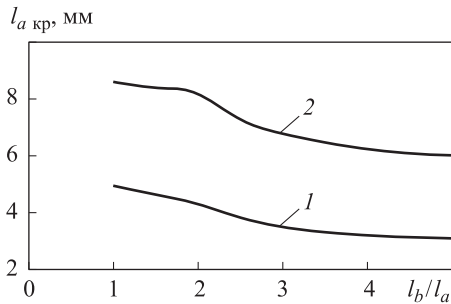


Рис. 7. Зависимость критической глубины трещины $l_{a,кр}$ в ТВ от отношения l_b/l_a при угле = 35° (1) и 45° (2)

для любой произвольной точки, лежащей на поверхности трещины, отношение τ_{xz}/σ_z является постоянным, поэтому угол β будет равен 35° .

В целях наглядности представления результатов расчета КИН для трещин разной длины использовали нормированные координаты точек фронта, которые вычисляли по зависимости

$$\xi = l_x/l_c,$$

где l_x — текущая координата фронта трещины; l_c — координата точки «с» фронта трещины, выходящей на поверхность (см. рис. 3).

Результаты численного исследования. На рис. 6 приведены результаты расчета КИН для плоских краевых полукруговых и полуэллиптических трещин, расположенных под углом $\alpha = 45^\circ$ и 35° .

Анализ представленных результатов расчета КИН по фронту трещины в условиях чистого сдвига ($\alpha = 45^\circ$) и упрощенного плоского

напряженного состояния ($\alpha = 35^\circ$) показал, что при совпадении плоскости трещины с плоскостью действия первого главного напряжения с большой степенью точности происходит растрескивание только по первому типу, о чем свидетельствуют несущественные по сравнению с K_I значения КИН второго K_{II} и третьего K_{III} типов.

Кроме того, распределение КИН по фронту трещин для углов $\alpha = 45^\circ$ и $\alpha = 35^\circ$ имеет схожий характер. Для точки фронта трещины «с», выходящей на поверхность вала, наибольшее значение K_I достигается при полукруговой форме трещины ($l_b/l_a = 1,0$). Увеличение длины трещины, начиная с отношения $l_b/l_a > 2,0$, приводит к смещению максимального КИН в наиболее заглубленную точку фронта «а» с уменьшением значения КИН по краям трещины.

Идентификация характера растрескивания по фронту трещины позволила провести анализ трещиностойкости с использованием силового критерия Ирвина (1) для трещины нормально-отрыва при вязкости разрушения материала 45ХН2МФА $K_{Ic} = 81,7 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ [10]. На рис. 7 представлены результаты оценки трещиностойкости ТВ гусеничной машины в виде зависимостей критической глубины трещины от отношения ее полудлины к глубине.

Как видно из рис. 7, в условиях упрощенного плоского напряженного состояния при угле $\alpha = 35^\circ$ с увеличением длины трещины критическая глубина стремится к $l_a = 3,1$ мм. В условиях чистого сдвига при угле $\alpha = 45^\circ$ и отношении $l_b/l_a \geq 5,0$ критическая глубина трещины соответствует 6 мм, что близко к таковой (5,6 мм), полученной на исследуемых валах (см. рис. 1).

Критические размеры трещин в ТВ

l_b/l_a	$\alpha = 35^\circ$				$\alpha = 45^\circ$			
	l_a	l_b	l_c	l_s	l_a	l_b	l_c	l_s
	мм							
1,0	4,90	4,90	4,88	4,91	8,60	8,60	8,54	8,57
2,0	4,30	8,60	8,22	8,35	8,20	16,40	14,98	15,48
2,5	3,80	9,50	8,78	8,94	7,30	18,25	15,72	16,31
3,0	3,50	10,50	9,28	9,48	6,80	20,4	16,36	17,04
3,5	3,30	11,55	9,70	9,92	6,50	22,75	16,87	17,63
4,0	3,20	12,80	10,12	10,37	6,20	24,80	17,09	17,89
4,5	3,15	14,18	10,49	10,78	6,10	27,45	17,44	18,30
5,0	3,10	15,50	10,75	11,06	6,00	30,00	17,66	18,56

Кроме графического представления, геометрические параметры критических трещин, полученные для различных значений отношения полудлины к глубине, приведены в таблице.

Выводы

1. Усталостные трещины в цилиндрической части ТВ можно считать трещинами нормального отрыва. При совпадении плоскости краевой полукруговой или полуэллиптической трещины с плоскостью действия первого главного напряжения происходит растрескивание по типу I (трещина нормального отрыва). КИН второго K_{II} и третьего K_{III} типов по фронту трещины незначительны по сравнению с K_I .

2. При эксплуатационном уровне нагружения для трещин с отношением полудлины к глубине $l_b/l_a = 1,0 \dots 5,0$ их критическая глубина в условиях чистого сдвига в ТВ варьируется от 8,6 до 6,0 мм. Для упрощенного плоского напряженного состояния критическая глубина полукруговой трещины составляет 4,9 мм, а при полуэллиптической форме с указанным отношением l_b/l_a разрушение произойдет при достижении глубины трещины $l_a = 3,1$ мм.

3. Критическая глубина плоской краевой полуэллиптической трещины, наклоненной относительно оси ТВ, уменьшается по мере увеличения ее длины. Причем начиная с десятикратного превышения длины над глубиной это влияние прекращается. Наименее опасными являются полукруговые трещиноподобные дефекты.

Литература

- [1] Партон В.З., Морозов Е.М. *Механика упругопластического разрушения. Основы механики разрушения*. Москва, Изд-во ЛКИ, 2008. 352 с.
- [2] Тихомиров В.М., Суровин П.Г. Развитие усталостных трещин смешанного типа в образцах из стали. *Прикладная механика и техническая физика*, 2004, т. 45, № 1, с. 135–142.
- [3] Fonte M., Gomes E., Freitas M. Stress Intensity Factors for Femi-Elliptical Surface Cracks in Round Bars Subjected to Mode I (Bending) and Mode III (Torsion) Loading. *European Structural Integrity Society: Multiaxial Fatigue and Fracture*, 1999, vol. 25, pp. 249–260.
- [4] Lissenden C.J., Tissot S.P., Trethewey M.W., Maynard M.P. Torsion response of a cracked stainless steel shaft. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2007, vol. 30, no. 8, pp. 734–747.
- [5] Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J. Stress intensity factors under combined tension and torsion loadings. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, 2012, vol. 19, no. 1, pp. 5–16.
- [6] Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J. Stress intensity factors for surface cracks in round bar under single and combined loadings. *Mechanics*, 2012, vol. 47, no. 6, pp. 1141–1156.
- [7] Морозов Е.М., Муйземнек А.Ю., Шадский А.С. *ANSYS в руках инженера. Механика разрушения*. Москва, ЛЕНАНД, 2010. 456 с.
- [8] Феодосьев В.И. *Сопротивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 543 с.
- [9] Дубин Д.А., Наказной О.А., Смирнов И.А., Шлеев А.Н. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров нагружения элементов системы подпрессоривания быстроходной гусеничной машины. *Труды НАМИ*, 2016, № 3(266), с. 45–53.
- [10] Ковчик С.Е., Морозов Е.М., Панасюк В.В. *Механика разрушения и прочность материалов. Т. 3. Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения*. Киев, Наукова думка, 1988. 436 с.

References

- [1] Parton V.Z., Morozov E.M. *Mekhanika uprugoplasticheskogo razrusheniia. Osnovy mekhaniki razrusheniia* [Mechanics of elastoplastic fracture. Fundamentals of fracture mechanics]. Moscow, LKI publ., 2008. 352 p.

- [2] Tikhomirov V.M., Surovin P.G. Razvitie ustalostnykh treshchin smeshannogo tipa v obraztsakh iz stali [The development of fatigue cracks of a mixed type in steel samples]. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika* [Journal of Applied Mechanics and Technical Physics]. 2004, vol. 45, no. 1, pp. 135–142.
- [3] Fonte M., Gomes E., Freitas M. Stress Intensity Factors for Femi-Elliptical Surface Cracks in Round Bars Subjected to Mode I (Bending) and Mode III (Torsion) Loading. *European Structural Integrity Society: Multiaxial Fatigue and Fracture*, 1999, vol. 25, pp. 249–260.
- [4] Lissenden C.J., Tissot S.P., Trethewey M.W., Maynard M.P. Torsion response of a cracked stainless steel shaft. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2007, vol. 30, no. 8, pp. 734–747.
- [5] Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J. Stress intensity factors under combined tension and torsion loadings. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, 2012, vol. 19, no.1, pp. 5–16.
- [6] Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J. Stress intensity factors for surface cracks in round bar under single and combined loadings. *Mechanics*, 2012, vol. 47, no. 5, pp. 1141–1156.
- [7] Morozov E.M., Muizemnek A.Iu., Shadskii A.S. ANSYS v rukakh inzhenera. *Mekhanika razrusheniia* [ANSYS is in the hands of an engineer. Mechanics of destruction]. Moscow, LENAND publ., 2010. 456 p.
- [8] Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 2016. 543 p.
- [9] Dubin D.A., Nakaznoi O.A., Smirnov I.A., Shleev A.N. Eksperimental'noe opredelenie kinematicheskikh i silovykh parametrov nagruzheniia elementov sistemy podressorivaniia bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny [Experimental determination of kinematic and power parameters of loading the suspension system elements of a high-mobility tracked machine]. *Trudy NAMI* [Proceedings of NAMI]. 2016, no. 3(266), pp. 45–53.
- [10] Kovchik S.E., Morozov E.M., Panasiuk V.V. *Mekhanika razrusheniia i prochnost' materialov: spravochnoe posobie. T. 3. Kharakteristiki kratkovremennoi treshchinostoikosti materialov i metody ikh opredeleniia* [Mechanics of fracture and strength of materials. Vol. 3. Characteristics of short-term crack resistance of materials and methods for their determination]. Kiev, Naukova dumka publ., 1988. 436 p.

Статья поступила в редакцию 12.09.2017

Информация об авторах

ПОКРОВСКИЙ Алексей Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: pokrovsky@bmstu.ru).

ДУБИН Дмитрий Андреевич (Москва) — ассистент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dubin.connect@mail.ru).

Information about the authors

POKROVSKIY Aleksey Mikhailovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: pokrovsky@bmstu.ru).

DUBIN Dmitriy Andreevich (Moscow) — Assistant Lecturer, Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: dubin.connect@mail.ru).