

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Г. СТАКЯН, Н. С. ИСАХАНИЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ  
ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Проблема снижения материалоемкости деталей и узлов машин на современном этапе развития машиностроения является наиболее актуальной, г. к. расходы на материалы составляют 50—70% общей стоимости машины, которые в связи с освоением новых источников сырья и энергии, а также применением более совершенной и дорогостоящей технологии имеют тенденцию роста.

Одним из путей снижения материалоемкости является уточнение и совершенствование методов расчета на прочность и долговечность конструкций, а также вероятностная оценка некоторых характеристик сопротивления усталости.

Исследованию сопротивления усталости деталей и конструкций посвящено большое количество работ, результаты которых систематизированы и представлены в справочной литературе. В подавляющем большинстве случаев они относятся к простым видам нагружения и отдельным группам деталей общего назначения и соответствуют, примерно, 50%-ной вероятности неразрушения.

Реальные условия работы ответственных и тяжело нагруженных деталей в соединениях типа «вал-ступица» характеризуются действием сложного нагружения, наличием концентрации напряжений от одновременно действующих нескольких разнородных надрезов, поля напряжений которых взаимодействуют, а также поверхностных явлений, протекающих при циклическом нагружении соединения. Взаимодействие и разность состояний контактирующих поверхностей, относительные микросмещения отдельных деталей соединения в значительной степени меняют картину циклического повреждения и поэтому конструкционная прочность соединения не может быть полнее оценена испытаниями лишь отдельных его элементов. Комплексное действие указанных факторов требует корректировки и определения границ применения тех выводов и рекомендаций, которые получены по результатам испытаний отдельных образцов упрощенной конструкции [1].

В статье рассмотрены результаты испытаний на усталость шпоночных соединений при совместном действии циклического изгиба и статического кручения ( $\pm \sigma$  и  $\tau$ ) [2]. Условия проведения эксперимента,

мех. характеристики образцов из стали 45 и конструкции шпоночных соединений представлены в [3]. Сравнены данные 8 серий испытаний образцов гладких (А), с галтелью (Б1, Б2, Б3), гладких шпоночных (В) и шпоночных соединений (Г1, Г2, Г3). Известными методами и данными других исследований определены сечения действия максимальных напряжений для галтели, шпоночной канавки, переходной посадки и в отличие от [3], для достижения максимального эффекта наложения надрезов эти сечения совмещены. Для галтелей и шпоночных соединений относительный радиус менялся в пределах:  $\frac{r}{d} = 0,05 - 0,15$ .

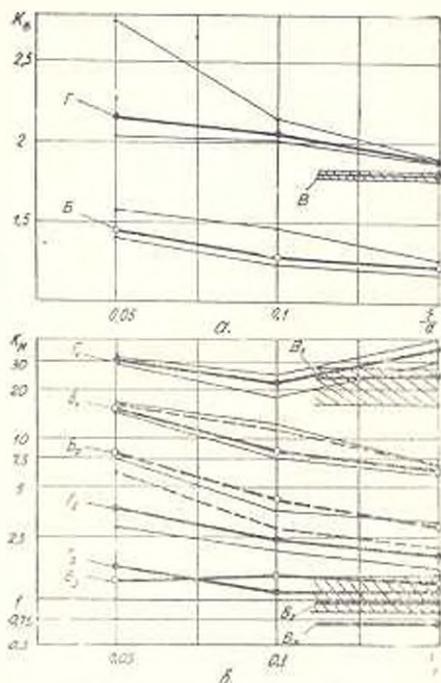


Рис. 1. Изменение коэффициентов  $K_s$  и  $K_N$  в зависимости от  $\frac{r}{d}$ : а) значения  $K_s$  при  $N_0 = 5 \cdot 10^6$  (Б — галтель, В — гладкие шпоночные образцы, Г — шпоночное соединение); б) значения  $K_N$  на уровне  $\sigma_0$  (значения  $K_{N_{max}}$ ) — Г<sub>1</sub>, Б<sub>1</sub>, В<sub>1</sub>;  $1,15\sigma_0$  — Г<sub>2</sub>, Б<sub>2</sub>, В<sub>2</sub>;  $\sigma_{0Rk}$  (значения  $K_N^R$ ) — Г<sub>3</sub>, Б<sub>3</sub>, В<sub>3</sub>; --- значения  $K_N$  для галтелей  $1,15\sigma_0$ ; о — галтель, ● — гладкие шпоночные образцы и соединения.

Оценка сопротивления усталости в областях ограниченной и длительной выносливости проведена рассмотрением закона изменения эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $K_s = F_s [N_1, l(N)]$  и коэффициентов долговечности  $K_N = [s, l(N)]$ , которые согласно [4], при использовании уравнений кривой усталости в параметрическом виде

$$\lg N_1 = (\overline{\lg N} + u \cdot S_{N_1}) - (\overline{m} + u S_m) (\lg z_1 - \overline{\lg z}) - C - m \lg \sigma_1 \quad (1)$$

являются случайными функциями от  $N_1$  и  $z_1$ .

На рис. 1 представлены значения  $K_s$  и  $K_N$  для вероятностей неразрушения  $l(N) = 10, 50$  и  $99,9\%$  в зависимости от степени остроты галтелей (для удобства значения  $K_N$  даны в координатах  $\lg K_N = \frac{r}{d}$ ).

Как видно, максимальное снижение прочности имеет место для совмещенных надрезов — средневероятные значения  $\overline{K_s}$  для шпоноч-

ных соединений достигают  $\bar{K}_0 = 2,15$ , которое является граничным для принятых условий экспериментов. Превалирующее влияние при этом оказывает переходная посадка, являющаяся причиной зарождения циклических повреждений на контактирующих поверхностях, которые затем развиваются под действием максимальных напряжений, вызванных другими надрезами. Поэтому увеличение  $\frac{r}{d}$  приводит к незначительному, но монотонному снижению  $K_0^*$  до аналогичных величин для гладких шпоночных образцов и при  $\frac{r}{d} > 0,18$  влиянием галтели на прочность соединения можно пренебречь.

Анализ данных свидетельствует о некотором расхождении  $K_0^*$  от справочных значений [1], что вызвано видом нагружения и особенностями процесса трещинообразования, по-разному протекающего для единичного надреза и шпоночного соединения в целом.

К особенностям вида нагружения ( $\pm \sigma$  и  $\tau$ ) следует отнести синхронное действие в тонких поверхностных слоях процессов усиления напряженности и упрочнения, вызванного упруго-пластическим скручиванием детали, благодаря чему сопротивление усталости зависит от величины  $\tau$  и склонности испытываемой стали к упрочнению [5]. Для гладких образцов из среднеуглеродистой стали при  $\frac{r}{d} = 0,45-0,6$  снижение пределов выносливости, примерно, составляет (5—15)%, а для надрезанных образцов из-за концентрации напряжений это снижение незначительно и оно вписывается в пределы рассеяния результатов опыта. В связи с этим значения  $K_0^*$  для галтелей на (10—10)% ниже аналогичных справочных данных, полученных для циклического изгиба, а при умеренной концентрации напряжений ( $\frac{r}{d} = 0,15-0,18$ ) эти данные совпадают.

Сопротивление усталости шпоночного соединения имеет свои особенности, обусловленные не только взаимодействием максимальных напряжений отдельных надрезов (галтель, канавка, посадка), но и сопутствующими процессами, которые наблюдаются при работе соединения. Это прежде всего фреттинг-коррозия сопряженных поверхностей и контактное трение рабочих поверхностей шпонки и канавки, повреждающий характер которых, будучи превалирующим, отличается от действия максимальных напряжений надрезов тем, что на ранних стадиях циклического нагружения в подступичной части соединения из-за микросмещений они инициируют образование микротрещин. Передача крутящего момента через соединение также благоприятствует протеканию фреттинг-коррозии, так как к известным микросмещениям суммируется попя составляющая, вызванная касательными напряжениями и действующая перпендикулярно первым. Влияние вида нагружения и надрезов при этом проявляется, в основном, в усилении напряженности поверхно-

стных слоев и ускоренном развитии уже гам созданных микротрещин. Совокупное действие указанных факторов приводит к резкому снижению сопротивления усталости шпоночного соединения и поэтому значения  $\bar{K}_s$  в этом случае выше аналогичных справочных данных.

Для принятых условий экспериментов справочные значения  $\bar{K}_s$  для переходной посадки и шпоночной канавки колеблется в пределах  $\bar{K}_s = 1,65 - 1,75$  (меньшие значения соответствуют канавке). Согласно [16] при передаче момента через соединение, для статических и переменных напряжений эти значения, в среднем, возрастают на (10—15)% и достигают величин, соответствующих гладким шпоночным образцам ( $\bar{K}_s = 1,81$ , серия В). Для смещенных надрезов (серия Г) с уменьшением  $\frac{r}{d}$  значения  $\bar{K}_s$  возрастают и на (10—25%) превосходят табличные данные.

Комплексное действие указанных факторов на зарождение и развитие микротрещин, которые являются случайными процессами, приводит к неизбежному рассеянию циклической долговечности и связанной с ней остальных характеристик сопротивления усталости. В связи с этим необходима вероятностная оценка коэффициента  $K_s$ . Его разброс относительно средневзвешенных значений в интервале  $l(N) = (50 - 99,9\%)$  для самых неблагоприятных условий испытаний составляет: для гаек — до 16%, а для шпоночного соединения — до 28% (вариационные коэффициенты меняются, соответственно, в пределах:  $V_{K_s} = 0,7 - 3,6\%$  и  $0,5 - 6,4\%$ ).

Проведенный анализ позволяет определить границы применения справочных значений  $K_s$  или производить их необходимую корректировку в связи с реальными условиями работы деталей машин и вероятностью неразрушения. Для выполнения уточненных расчетов на прочность при ( $\pm \sigma, \tau$ ) и  $l(N) = (95 - 99,9\%)$  для одиночных надрезов с высокой концентрацией напряжений ( $K_s > 1,8$ ) можно воспользоваться соответствующими табличными значениями  $K_s$ , а при низкой концентрации ( $K_s \leq 1,3$ ) — увеличить эти значения на (10—15%). Для шпоночных соединений указанные значения следует увеличить на (20—40%).

Коэффициент долговечности  $K_N$ , который учитывает взаимное расположение сопоставимых кривых усталости и чувствительность к перегрузкам, является обобщенным параметром для оценки сопротивления усталости на наклонном участке кривых. На рис. 16 представлены максимальные, текущие и граничные значения  $K_N$  при  $l(N) = 10, 50$  и  $99,9\%$  для всех серий испытаний, которые охватывают интервал перенапряжений  $\sigma_R < \sigma_1 < \sigma_{R_0}$ . Из них  $K_{N_{max}}$  характеризует степень остроты надрезов (линии Б<sub>1</sub>, В<sub>1</sub>, Г<sub>1</sub>) — для шпоночных соединений они достигают значений  $K_{N_{max}} = 35 - 40$  и отодвинуты в область высоких перенапряжений ( $\sigma_1 \approx 2\sigma_R$ ).

Для уточненных расчетов на долговечность тяжело нагруженных и ответственных деталей и узлов, к которым предъявляется требование обеспечения минимального веса (транспортные средства различного назначения), практический интерес представляет интервал низких переапряжений  $\sigma_1 = (1,1-1,2) \cdot \sigma_{K_N}$ , в пределах которого значения и разброс  $K_N$  определены показателями рассеяния долговечностей надрезанных образцов и соединения. Значения  $\bar{K}_N$  при этом для галтелей и соединения, соответственно, равны:  $\bar{K}_N = 2,87-7,87$  и  $1,9-3,6$ , а разброс при  $I(N) = (50-99,9\%)$  составляет:  $50-65\%$  ( $V_{K_N} = 6,1-15,1\%$ ) и  $30-55\%$  ( $V_{K_N} = 0,5-7\%$ ), который должен быть учтен при назначении сроков службы и ремонтов указанных узлов и машин.

Характер изменения вероятностных значений  $K_2$  и  $K_N$  прежде всего зависит от показателя наклона  $m$  и параметра  $C$  кривой усталости (1), которые в своей структуре несут информацию о закономерностях рассеяния долговечностей гладких и надрезанных образцов, косвенно учитывают действие конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на процесс трещинообразования и поэтому являются комплексными показателями для оценки сопротивления усталости соединений. На рис. 2 и 3 представлены значения  $m$ ,  $C$  и вариационных коэффициентов  $V_N$ ,  $V_m$ ,  $V_C$  от  $\frac{r}{d}$ . Как видно, минимально возможные значения  $m$  и  $C$  зафиксированы для шпоночного соединения: при  $I(N) = 99,9\%$   $m = 2,8717$ ,  $C = 11,6348$ . С увеличением  $\frac{r}{d}$  они растут и при  $\frac{r}{d} \approx 0,18$  достигают тех же значений для гладкого шпоночного образца, т. е. в области ограниченной выносливости влиянием галтели при умеренной концентрации можно пренебречь.

Ход кривых на рис. 1 и 2 подтверждает принцип неполного наложения надрезов [3] и для случая, когда варьируемым является относительный радиус одного из совмещенных надрезов, который приводит к монотонному, почти линейному изменению характеристик сопротивления усталости. Это позволяет, используя уравнения линий регрессии типа

$$y_i = \bar{y} + r \frac{S_y}{S_x} (x_i - \bar{x}) = A \cdot x_i + B, \quad (2)$$

где

$$A = r \frac{S_y}{S_x}; \quad B = \bar{y} - A\bar{x}; \quad y_i = K_2, K_N, m, C; \quad x_i = \frac{r}{d},$$

получить зависимости для количественной оценки указанных характеристик от геометрических параметров разрезом. В таблице приведены параметры уравнения (2) для  $C$ ,  $m$ ,  $K_2$ ,  $\lg K_N$ , соответствующих гал-

телям и шпоночным соединениям. Процентное расхождение  $\Delta$  расчетных и сплитных значений для большинства случаев удовлетворительно, что свидетельствует о возможности применения полученных уравнений (2) в инженерных расчетах.

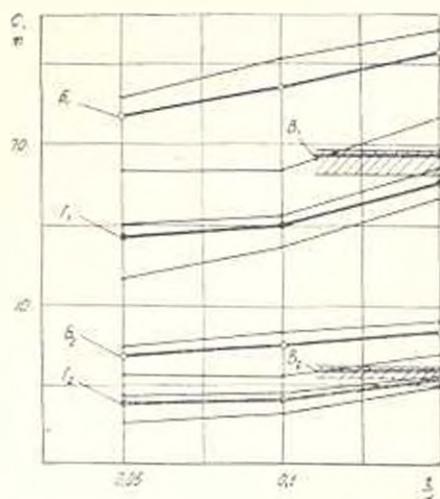


Рис. 2. Изменение параметров износоустойчивости в зависимости от  $\frac{r}{d}$ : С— $\Gamma_1$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ ,  $\Gamma_2$ . Остальные обозначения аналогичны рис. 1.

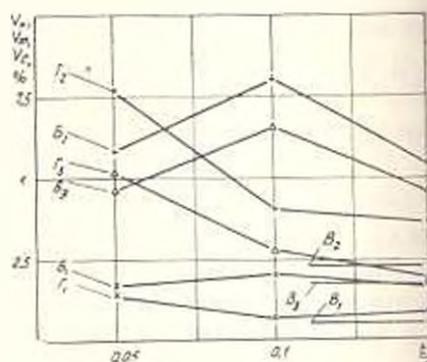


Рис. 3. Изменение вариационных коэффициентов в зависимости от  $\frac{r}{d}$ :  $\times$  —  $V_{1X}$  ( $\Gamma_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ );  $+$  —  $V_{10}$  ( $\Gamma_2$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ );  $\square$  —  $V_{11}$  ( $\Gamma_2$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ ).

Выбранные в экспериментах значения  $\frac{r}{d} = 0,05-0,15$  соответствуют большому разнообразию конструктивных и технологических надрезов (галтели различного назначения, канавки для выхода шлифовального камня, концевые участки резьбы и т. п.) в интервале диаметров  $d = 10-80$  мм, чаще встречающихся в механизмах и технологическом оборудовании общемашиностроительного назначения. Материал образцов также расширяет границы использования результатов на среднеуглеродистые конструкционные стали аналогичного класса, из которых чаще всего изготавливают валы передаточных механизмов.

Результаты исследования позволяют полнее производить оценку сопротивления усталости шпоночных соединений, т. к. получены из опытов, максимально приближенных к реальным и фактически являющихся натурными. Они выявляют также степень ответственности каждого из надрезов в процессе усталостного разрушения соединения и в отличие от испытаний отдельных образцов позволяют разрабатывать рекомендации для повышения прочности и долговечности соединения конструктивными или технологическими методами.

№№ n/p	Փարամէր	Տըրյա իսք.	$l(N)$ , %	$r$	$A$	$B$	$\Delta$ , %
1	$C = f_1\left(\frac{r}{d}\right)$	Ե	10	0,9966	41,382	20,9108	-0,4...0,8
2			50	0,9967	39,2977	19,594	-0,8...0,4
3			99,9	0,8661	35,0072	15,8963	-6,4...3,2
4		Դ	10	0,9288	34,6245	12,8351	-5,1...2,7
5			50	0,9598	37,5433	11,8651	-4,2...2,3
6			99,9	0,9917	50,8704	8,9006	-2,8...1,6
7	$m = f_2\left(\frac{r}{d}\right)$	Ե	10	0,9984	15,8145	6,6663	-0,4...0,6
8			50	0,9934	15,0356	6,1488	-1,3...0,7
9			99,9	0,8469	13,5071	4,6892	-8,8...4,4
10		Դ	10	0,9168	15,0864	3,2801	-8,6...4,5
11			50	0,9484	16,2881	2,8848	-7,5...2,9
12			99,9	0,985	21,9815	1,6613	-6,1...3,9
13	$K_c = f_3\left(\frac{r}{d}\right)$	Ե	10	-0,9356	-2,02	1,471	-3,6...1,9
14			50	-0,9651	-2,19	1,5163	-2,7...1,4
15			99,9	-0,9843	-2,96	1,7313	-1,2...2,1
16		Դ	10	-0,8798	-1,56	2,1203	-1,3...2,4
17			50	-0,9875	-2,57	2,2763	-0,6...1,2
18			99,9	-0,9735	-8,36	3,0953	-5,3...3
19	$\lg K_N = f_4\left(\frac{r}{d}\right)$	Ե	10	-0,9626	-4,65	0,9767	-17,4...12
20			50	-0,9831	-4,384	1,0914	-7,8...5,2
21			99,9	-0,9905	-3,641	1,3991	-1,7...2,8
22		Դ	10	-0,9972	-2,485	0,5596	-3,6...2,8
23			50	-0,9776	-2,815	0,687	-9,6...6,4
24			99,9	-0,9288	-4,044	1,0445	-17...9,6

ԵրՈՒՄ Կ Մարքս

5 ՎՈ 1983

Մ. Չ. ՈՏԱԿՅԱՆ, Ե. Ս. ԽԱՆԱՆՅԱՆ

ՆԵՐՔԱՎՈՐ ՄԻԱՑՈՒՄՆԵՐԻ ՀՈԳՆԱԾԱՅԻՆ  
ԳԻՄԱԳՐՈՒԹՅԱՆ ՀՅԱԶՁՈՏՈՒՄԸ

Ա. մ. Վ. Ս. Ս. Ս. Ս.

Գիտարկվում են «խսեռ-կունդ» միացման ցիկլային ամբուժյունն ու ներկարակեցումները, որի վտանգավոր կտրվածքում փոխադրում են լարման հետևյալ կուտակիչները՝ գալտները, երիթլային ախտը և անցումային նրստեցումը: Տրված է միացման դիմացկունության պարամետրերի և որոշ հաշվարկային գործակիցների հավանական դնահատականը և նրանց մեծությունների որոշման համար ստացված են հավասարումներ, կիր լարման կուտակիչներից մեկի շափերը փոփոխական են:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Серенсен С. В.* и др. Валы и оси. /Конструирование и расчет — М. Машиностроение, 1970. — 320 с.
2. *Мак С. Л., Гаспарян С. А., Стакян М. Г.* Исследование циклической прочности шпоночных соединений — В кн.: Мат. юбил. научно-техн. конф. посвящ. 50-лет. ОПИ. Машиностроение, Одесса, изд. ОПИ, 1968, с. 108—116.
3. *Стакян М. Г., Исраханян Н. С.* Циклическая прочность и долговечность шпоночных соединений. — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1982, т. XXXV, № 4, с. 8—15.
4. *Стакян М. Г., Гаспарян С. А., Мак С. Л.* К оценке эффекта концентрации напряжений при стационарном режиме нагружения — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1973, т. XXVI, № 4, с. 21—27.
5. *Стакян М. Г., Мак С. Л.* К исследованию циклической прочности и долговечности валов. — Машиноведение, 1970, № 5, с. 74—79.
6. *Петерсон Р.* Коэффициенты концентрации напряжений. — М.: Мир, 1977 — 304 с.