

КОМПЛЕКСНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕТОДОМ ФОТОМЕХАНИКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРУГЛЫХ ПРОТЯЖЕК НА ПЛОСКИХ ОПТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

В.А. Рогов, А.С. Кошеленко, О.В. Жель

Кафедра технологии машиностроения,
металлорежущих станков и инструментов
Российский университет дружбы народов
ул. Миклухо-Маклая, 10а, Москва, Россия, 117198

Методом фотомеханики выполнена оценка напряженно-деформированного состояния круглой протяжки на ее плоских моделях из оптически чувствительного материала с целью совершенствования методов их расчета на основе экспериментальных данных.

Ключевые слова: фотомеханика, физическое моделирование, напряжения, сопротивление усталости

Методом фотомеханики [1] выполнена оценка напряженно-деформированного состояния круглой протяжки на ее плоской модели, изготовленной из оптически чувствительного материала. Размеры плоской модели протяжки соответствовали геометрическим параметрам продольного срединного сечения реальной круглой протяжки в масштабе 1:1. Изменение коснулось радиусов выкружек на переходной галтели с передней поверхности зубьев к основанию стружечной канавки (рис. 1), которые составляли соответственно $r_i = 3; 4$ и 5 мм.

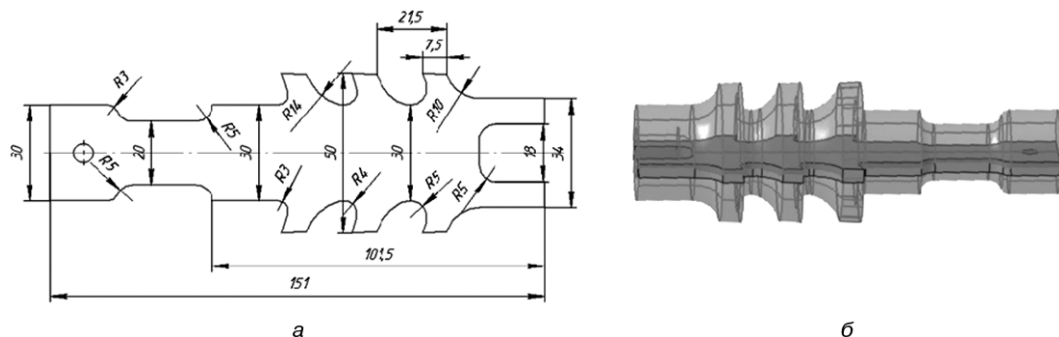


Рис. 1. Вариант плоской модели круглой протяжки:
а – геометрические параметры исследуемой модели протяжки;
б – контур плоской модели, вписанный в объемную круглую протяжку

Были изготовлены две модели протяжек, которые отличались друг от друга величиной активного сечения в основании контура зубьев. Геометрические параметры одной из моделей соответствовали расчетному контуру новой протяжки, а параметры второй модели соответствовали изношенной (с утоненным в два раза толщиной зуба по сравнению с исходным контуром) протяжке в связи с пере-

точками, необходимыми для восстановления ее режущих свойств на протяжении срока службы. Нагружение моделей выполнено с учетом силового подобия по месту приложения и направлению равнодействующих сил резания. Величина же равнодействующих сил резания выбиралась с учетом прочностных свойств материала моделей, т.е. моделирование осуществлялось по напряжениям для того, чтобы удобно было расшифровывать картину изохром (полос). В таком случае полученные результаты модельного эксперимента можно переносить на реальную протяжку из инструментальной стали с учетом коэффициентов геометрического и силового подобия.

Протяжки для обработки отверстий имеют вид стержня с концентричным расположением зубьев относительно ее оси (см. рис. 1). Эта конструктивная особенность обеспечивает симметричную относительно оси модели протяжки нагрузку от сил резания P_y и P_z (рис. 2). К хвосту модели протяжки в тяговом патроне приложено изменяющееся вдоль ее оси усилие тяги P_T , которое приводит к нагружению каждого сечения симметричной пары зубьев некоторой силой kP_T , где $k < 1$. В каждом сечении на каждый зуб симметрично расположенной пары зубьев действует составляющая равнодействующей сил резания R_i на направление оси протяжки, совпадающей с вектором главного движения. Система будет находиться в равновесии при условии равенства их усилию тяги.

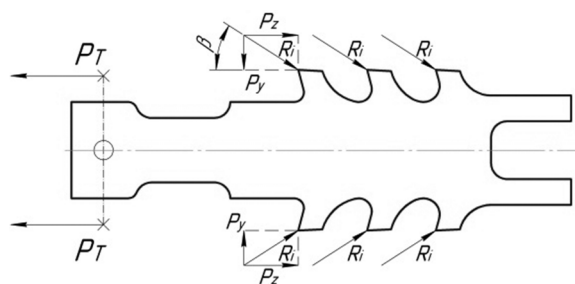


Рис. 2. Схема сил, действующих на зубья модели протяжки в процессе резания

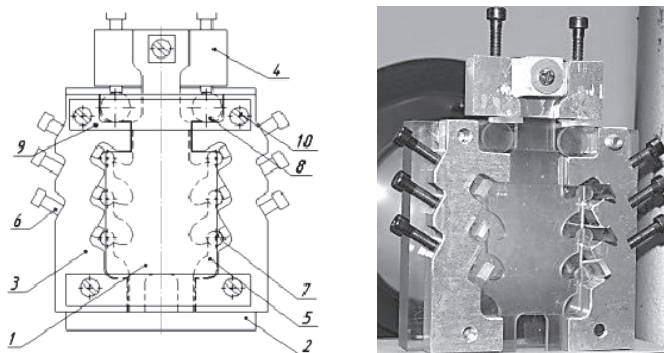


Рис. 3. Нагружающее устройство

Было разработано и изготовлено нагружающее устройство (рис. 3). Модель протяжки 1 базируется на основании 2, на котором смонтированы кронштейны 3 с нагружающими винтами 6. Усилие от винтов 6 передается через дисковые

оптические микродинамометры 7 зубьям модели протяжки при их завинчивании. Тяговое усилие передается протяжке через захват 4, и его величина регистрируется показаниями пары оптических дисковых динамометров 8. Пластины 9 и 5, изготовленные из прозрачного оптически малочувствительного оргстекла, удерживают модель в плоскости основания 2.

Модели протяжек изготавливались из оптически чувствительного материала на основе эпоксидной смолы ЭД6, отвержденной метилтетрагидрофталевым ангидридом (МТГФА). Тарирование выполнялось на дисках, изготовленных из материала моделей протяжки, и эти же диски (рис. 4) применялись в физических экспериментах в качестве оптических микродинамометров как датчиков силы. Тарировкой материала из которого изготавливались модели установлена его оптическая постоянная $\sigma_0^{1,0}$ и цена полосы σ_0^t для конкретной толщины $t = 0,48$ см в направлении просвечивания составляет: $\sigma_0^t = \sigma_0^{1,0} / t = 19,5 / 0,48 = 40,3$ кгс/см²/пол. Выполнено нагружение моделей по схемам, в которых учитывается известное из технической литературы [2] соотношение P_y/P_z в пределах 0,9—0,6 для сталей и 0,8—0,4 для чугунов в зависимости от подачи на зуб протяжки. Указанное соотношение силы упругих деформаций P_y и силы резания P_z , моделировалось их равнодействующей R_i , направленной под углом β по отношению к оси модели протяжки, совпадающей с вектором скорости резания (см. рис. 2, 3, 4). Составляющие P_y и P_z равнодействующей R_i определялись при обработке фотограмм расчетом из геометрических соотношений. Значение величины равнодействующей R_i определялось из фотограммы по показанию соответствующего i -ой позиции оптического микродинамометра.

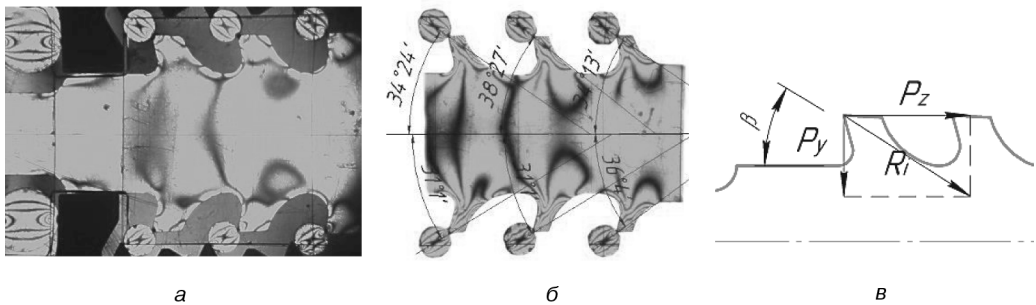


Рис. 4. Фотограммы плоской модели протяжки: а — новой; б — переточенной; в — схема сил на зубе

Каждый вариант контура модели протяжки нагружался дважды по предельному положению угла β равнодействующей сил резания. Выполнено четыре нагружения моделей поочередно новой и переточенной протяжек. Сначала зубья исследуемой модели нагружались под углом $\beta = 31^\circ$, а затем под углом $\beta = 42^\circ$. Введем обозначения для моделей протяжек: модели новой протяжки — 31Н и 42Н, где цифры в индексации модели соответствуют величине угла β положения равнодействующей R , а буква Н соответствует исходной протяжке, т.е. новой. Модель переточенной протяжки соответственно обозначим — 31П и 42П — по аналогии цифры соответствуют углу β положения равнодействующей сил резания, а буква П означает вариант переточенной протяжки. По результатам обработки

фотограмм построены эпюры напряжений вдоль контура зубьев (рис. 5, 6) и касательных напряжений в опасных диаметральных сечениях (рис. 7), проходящих через точки с максимальными контурными напряжениями на переходных галтелях в выкружках зубьев; дана их сравнительная характеристика.

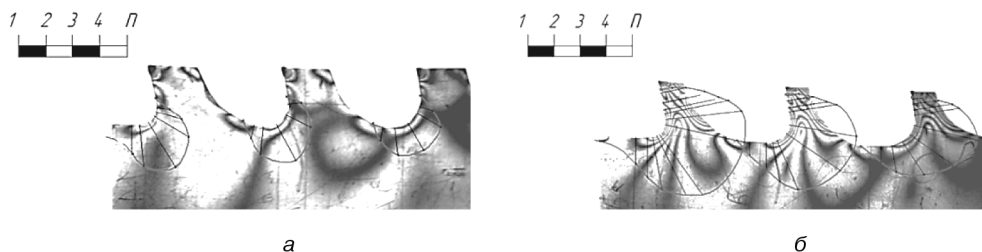


Рис. 5. Эпюры растяжения новой (а) и переточенной (б) протяжки — $\beta = 31^\circ$

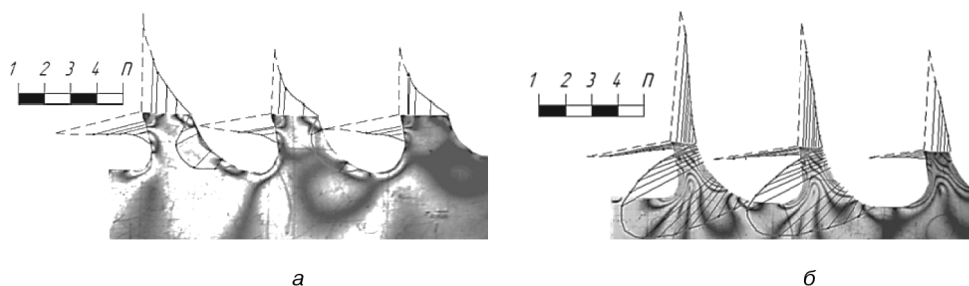


Рис. 6. Эпюры сжатия новой (а) и переточенной (б) протяжки — $\beta = 31^\circ$

Величина равнодействующей R силы резания, которая приложена к каждому зубу модели протяжки, определялась по формуле:

$$R = \frac{\sigma_0^{1,0} \pi n_c d}{8},$$

где $n_c = 2$ — порядок полосы в центре диска, $d = 0,8$ см — диаметр микродинамометрического диска, $\sigma_0^{1,0}$ — оптическая постоянная материала — 19,35 кгс/см/полосу.

В результате расчета имеем величину равнодействующей: $R = 12$ кгс или 117,6 Н. Сила тяги P_T определялась также по показанию дисковых динамометров по аналогичной формуле в которой $n_c = 2,8$ — порядок полосы в центре диска диаметром $d' = 1,6$ см, и сила тяги на один диск составляет $P_T = 34$ кгс. На модель действует сила двух дисков, создающих силу тяги, поэтому суммарная сила тяги равна $\Sigma P_T = 2P_T = 2 \cdot 34 = 68$ кгс.

По результатам обработки экспериментальных данных рассчитывался теоретический коэффициент концентрации напряжений α_σ , который представляет собой отношение максимальных напряжений в опасной точке конструкции к номинальному напряжению, рассчитанному с помощью формул сопротивления материалов для некоторого аналога без учета концентрации. Обычно этот коэффициент определяется по соотношению $\alpha_c = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}}$, где σ_{\max} — максимальные зна-

чения местных напряжений в исследуемой зоне, устанавливаемые по данным эксперимента, а $\sigma_{\text{ном}}$ — расчетные напряжения в исследуемой зоне без учета геометрических неоднородностей. Для вычисления σ_{max} по данным эксперимента определяется максимальный порядок полосы n_{max} на переходной галтели от передней поверхности зуба модели протяжки к основанию контура стружечной канавки. Рассчитываются максимальные напряжения по соотношению $\sigma_{\text{max}} = n_{\text{max}} \sigma_0'$.

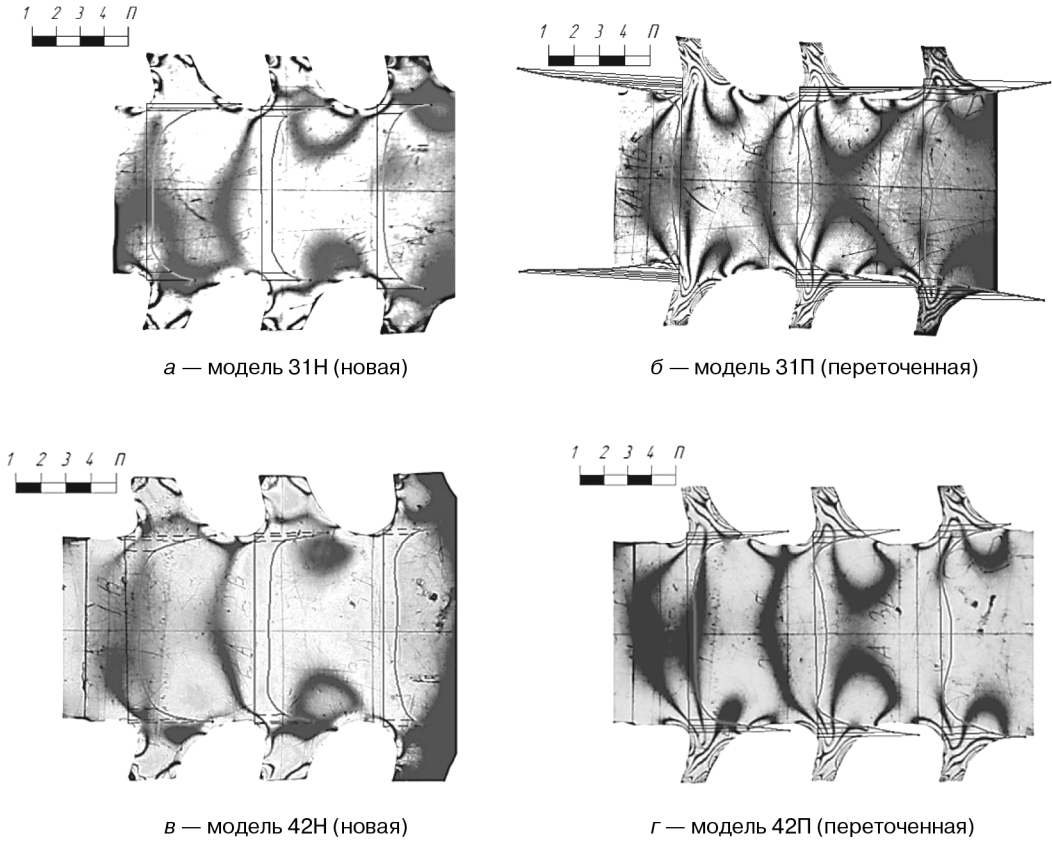


Рис. 7. Эпюры (в полосах) максимальных касательных напряжений τ_{max} в сечениях, проходящих через σ_{max} в галтелях новой и переточенной протяжек

В конкретном случае исследования напряженно-деформированного состояния плоского аналога круглой протяжки следует рассматривать два варианта расчета номинальных напряжений при оценке прочности протяжки. Первый вариант относится к оценке прочности активного сечения тела протяжки в диаметральной плоскости, проходящей через точки с максимальным уровнем контурных напряжений в переходных галтелях выкружек зуба. Второй вариант относится к оценке прочности самого зуба протяжки, находящегося под действием сил резания, и подвергающегося изгибающим и сжимающим деформациям. В работе выполнено определение значений коэффициентов концентрации напряжений для различных радиусов переходных галтелей моделей новых и переточенных протяжек, способов их нагружения и уровней нагрузки. Полученные результаты позволяют выполнить сопоставительный анализ вариантов задач исследования и, следова-

тельно, облегчить поиск рациональных конструкторских и технологических решений с целью повышения ресурса протяжки.

Рассмотрим первый вариант определения номинальных напряжений по прочности активного сечения тела протяжки в диаметральной плоскости, проходящей через точки с максимальным уровнем контурных напряжений в переходных галтелях выкружек зуба. Эпюры действительных максимальных касательных напряжений τ_{\max} для всех экспериментальных моделей вдоль обозначенных сечений приведены на рис. 7. Именно эти сечения принимаются за номинальные по первому расчетному варианту. Результаты обработки всех фотограмм выполненных экспериментов представлены в сводной табл. 1.

Таблица 1

Сводная таблица коэффициентов концентрации напряжений $\alpha_{\sigma i}$ в диаметральной сечении модели протяжки для параметра r_i/D_i

Модель	$\sigma_{\text{ном}1}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{ном}2}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{ном}3}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{max}1}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{max}2}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{max}3}$, кг/см ²	$\alpha_{\sigma 1}$	$\alpha_{\sigma 2}$	$\alpha_{\sigma 3}$
31Н	13,6	13,8	13,6	118,9	100,8	84,6	8,7	7,3	6,2
31П	13,7	13,2	12,6	257,9	229,7	201,5	18,8	17,4	15,9
42Н	13,5	13,6	12,7	120,9	92,7	64,5	9	6,8	5,1
42П	12,8	11,9	11,5	149,1	133,0	120,9	11,6	11,2	10,5

Зависимости коэффициента концентрации $\alpha_{\sigma i}$ от параметра r_i/D_i изменения отношения радиуса выкружки к внутреннему диаметру протяжки в сечении, проходящем через точки с максимальным контурным напряжением σ_{\max} на переходной галтели, приведены на рис. 8.

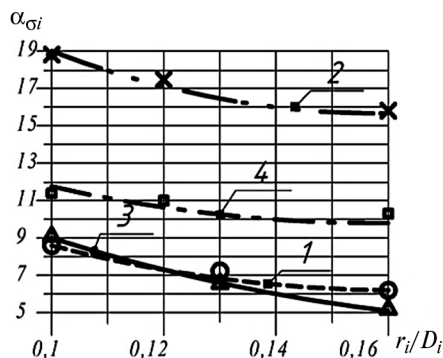


Рис. 8. Зависимость коэффициента концентрации $\alpha_{\sigma i}$ от геометрического параметра r_i/D_i :
1 — модель 31Н; 2 — модель 31П; 3 — модель 42Н; 4 — модель 42П

Рассмотрим второй вариант определения номинальных напряжений по прочности активного сечения тела зуба протяжки в плоскости, которая перпендикулярна передней поверхности зуба и проходит через точку с максимальным уровнем контурных напряжений σ_{\max} в переходных галтелях выкружек зуба. Это та же самая точка с максимальным уровнем контурных напряжений, о которой идет речь в первом расчетном варианте, но в отличие от второго случая выполняется с номинальными напряжениями, определяемыми в сечении основания зуба протяжки. Таким образом, второй вариант относится к оценке прочности самого зуба

протяжки, находящегося под действием сил резания и подвергающегося изгибающим и сжимающим деформациям. Во втором расчетном варианте предположительно изменение напряженности зубьев в сторону ее увеличения. Это связано с утонением активного сечения их основания из-за переточек в период эксплуатации. В зубе протяжки для вычисления номинальных напряжений предлагается использовать формулу сложного сопротивления для прямой консольной балки, высота которой равна ширине опасного сечения зуба в его основании (рис. 9). Эта формула имеет вид:

$$\sigma_n = \frac{R}{t} \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos(\alpha + \beta)}{Si^2} - \frac{\sin(\alpha + \beta)}{Si} \right),$$

где α — передний угол зуба протяжки; сила P_y^n — проекция равнодействующей силы R на переднюю поверхность зуба протяжки; сила P_z^i изгибает зуб, является проекцией равнодействующей R на направление перпендикулярное передней поверхности зуба; l — плечо силы P_z^i ; t — толщина зуба (модели); Si — ширина опасного сечения в основании зуба, проходящего через точку с σ_{max} на переходной галтели перпендикулярно к передней поверхности зуба.

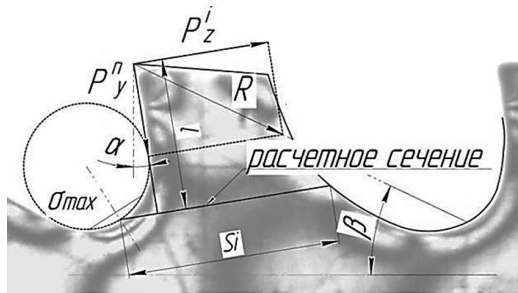


Рис. 9. Схема для определения расчетного сечения в основании зуба

Величины l , α , Si замеряются по схеме при зарисовке нагруженного зуба с учетом масштаба, t — известно из параметров материала модели протяжки. В формуле первая составляющая в скобках изгибает зуб, а вторая сжимает его, поэтому между ними знак минус. Данные по расчету коэффициента концентрации для всех моделей приведены в сводной табл. 2.

Таблица 2

Сводная таблица коэффициентов концентрации напряжений $\alpha_{\sigma i}$ в расчетном сечении основания зубьев модели протяжки для параметра r_i , β

Модель		$\sigma_{ном1},$ кг/см ²	$\sigma_{ном2},$ кг/см ²	$\sigma_{ном3},$ кг/см ²	$\sigma_{max1},$ кг/см ²	$\sigma_{max2},$ кг/см ²	$\sigma_{max3},$ кг/см ²	$\alpha_{\sigma 1}$	$\alpha_{\sigma 2}$	$\alpha_{\sigma 3}$
31Н	а	56,6	54,2	40,7	80,6	80,6	80,6	1,42	1,49	1,98
	б	47,5	57,6	33,9	157,17	120,9	88,66	3,31	2,10	2,62
31П	а	239,5	210,2	146,9	249,86	209,56	201,5	1,04	1,00	1,37
	б	169,1	183,8	154,9	261,95	249,86	201,5	1,55	1,36	1,30
42Н	а	43,6	45,9	31,8	116,87	100,75	56,42	2,68	2,19	1,77
	б	42,4	41,6	22,0	124,93	84,63	72,54	2,95	2,03	3,30
42П	а	123,2	161,1	93,2	161,2	169,26	112,84	1,31	1,05	1,21
	б	102,7	122,6	100,2	149,11	112,84	120,9	1,45	0,92	1,21

В таблице 2 в столбце «Модель» введена индексация по каждому зубу модели протяжки. Здесь буквы *a* или *b* представляют информацию в каждой паре зубьев симметрично расположенной относительно оси модели протяжки с одинаковым радиусом галтели. Эти индексы имеются на фотограммах, так как они были нанесены на каждую модель протяжки перед фотографированием. В расчетах по первой методике принималось усредненное значение напряжений α_{σ_i} по каждой паре зубьев в соответствующем расчетном сечении. По второй методике каждый зуб рассматривался отдельно.

Исходя из полученных значений коэффициентов концентрации напряжений α_{σ_i} (см. табл. 1 и 2), можно сделать вывод о том, что напряженность расчетного сечения основания зубьев значительно выше напряженности диаметрального сечения, проходящего через точки с максимальными напряжениями в выкружке зубьев. Обратим внимание на тот факт, что для обоих расчетных вариантов максимальный уровень напряжений в переходных галтелях выкружек зубьев идентичен, поэтому величина концентрации напряжений зависит от уровня номинальных напряжений в соответствующих расчетных сечениях. Поэтому коэффициенты концентрации напряжений во втором расчетном варианте ниже, чем в первом. При этом номинальные напряжения в сечении основания зубьев значительно выше, что оказывает влияние на высокий уровень напряженности в нем по сравнению с диаметральной сечением и тем самым позволяет сделать вывод о том, что значительный объем материала протяжки подвержен высокому уровню напряжений в этой зоне конструкции. Именно этот факт, выявленный в результате модельного эксперимента, дает основание рекомендовать поверочный расчет на прочность зубьев изношенной протяжки.

Одним из важных этапов при решении вопросов прочности протяжек, помимо выявления коэффициентов концентрации напряжений в расчетных сечениях, является установление пределов выносливости материалов, из которых протяжки изготавливаются. Ряд исследований показал, что выносливость тяжело нагруженных деталей зависит не только от максимальных напряжений, но и от распределения напряжений вглубь детали, т.е. от градиентов напряжений в наиболее нагруженной зоне. Градиентом напряжений называется интенсивность изменения напряжений в определенном направлении по отношению к контуру детали и обычно выражается зависимостью

$$G = \frac{\partial \sigma}{\partial x} \left[\frac{\text{МПа}}{\text{мм}} \right].$$

Физическая сущность влияния градиентов напряжений заключается в том, что для распространения усталостной трещины необходимо, чтобы максимальные напряжения испытывала не только точка контура, но и некоторый объем материала. В то же время с позиций вакансионного механизма усталостного трещинообразования роль градиентов состоит в воздействии напряжений, превышающих некоторый предел, на вакансии, расположенные перед излучиной трещины, в которой ввиду концентрации напряжений образуется зона пластических дефор-

маций; очевидно, что при уменьшении градиента более дальняя колония вакансий вовлекается в процесс образования трещины.

В работах Серенсена С.В. и Когаева В.П. [3] по определению статистических расчетных характеристик сопротивления усталости оценено влияние относительного градиента первого главного напряжения $\bar{G} = G/\sigma_{\max}$ на величину предела выносливости, определяемого в вероятностном аспекте через общее выражение

$$\sigma_{-10} \alpha_{\sigma} = u + 10^{A_1 - B \lg \frac{L}{\bar{G}}},$$

где σ_{-10} — номинальное напряжение в знакопеременном режиме; α_{σ} — коэффициент концентрации; u — минимальная граница пределов выносливости; A_1 и B — коэффициенты зависящие от свойств материала; L — геометрический параметр, для круглой протяжки $L = \pi D$, где D — диаметр расчетного сечения; \bar{G} — относительный градиент.

Таким образом, установлено, что прочность и выносливость деталей с концентраторами в значительной мере предопределяется величиной градиентов. Цель настоящего исследования — показать возможности метода фотомеханики для определения относительного градиента первого главного напряжения в выкружке переходной галтели зуба протяжки. Рассмотрим методику определения градиентов напряжений по данным поляризационно-оптических исследований на аналоговой плоской модели круглой протяжки (рис. 10).

Вычисление градиентов проводится на основании информации физического моделирования методом фотомеханики на плоских моделях протяжек по приближенной и уточненной зависимостям. Приближенный метод учитывает, что в непосредственной близости от контура галтели зуба одно из главных напряжений σ_1 имеет максимальное значение (это точка $\sigma_{\max} = n_{\max} = 6,6$ полосы) и одновременно в глубине тела в основании зуба протяжки $\sigma_2 = 0$, и, следовательно, на малом расстоянии Δx от контура $\sigma_1 - \sigma_2 \approx \sigma_1$, таким образом, градиент может быть вычислен по зависимости

$$G = \frac{\partial \sigma_1}{dx} = \frac{n_{\max} - n_{\Delta x}}{\Delta x} (\sigma_0^t),$$

а относительный градиент равен

$$\bar{G} = \frac{n_{\max} - n_{\Delta x}}{n_{\max} \Delta x},$$

где n_{\max} и $n_{\Delta x}$ — порядки полос в точках на контуре и на расстоянии Δx от контура модели. Эта формула справедлива для вариантов, когда $\Delta x \ll \rho(r)$.

В практике расчетов на прочность существует уточненный способ определения градиентов напряжений, основанный на решении задач из теории фотомеханики о главных напряжениях оси симметрии методом «Рапид». Подробно об этом методе смотри работу [1], раздел 2 глава 4. Здесь ограничимся только иллюстрацией окончательного выражения для относительного градиента, которое получено

по уточненной методике: $\bar{G} = \frac{1 - \frac{\Delta x}{\rho} - \frac{n_{\Delta x}}{n_{\max}}}{\Delta x}$. На рис. 11 приведена графическая зависимость изменения относительных градиентов галтелей, которая построена по результатам обработки экспериментальных данных.

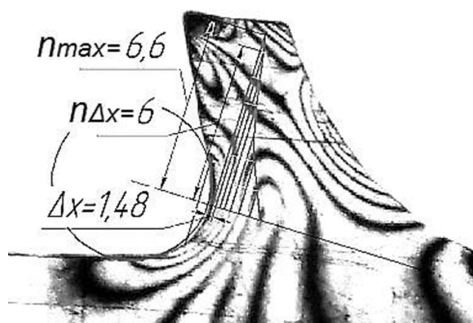


Рис. 10. Методика определения градиентов напряжений по фотограмме зуба модели протяжки

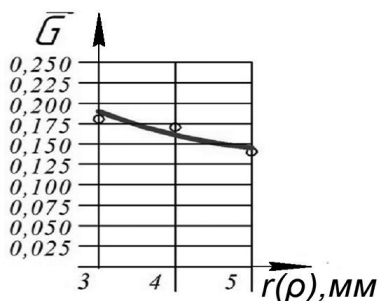


Рис. 11. Зависимости относительного градиента от радиуса выкружки зуба модели протяжки

Разработанная и реализованная методика исследования напряженно-деформированного состояния круглой протяжки на плоских моделях из оптически чувствительного материала позволила установить зависимость коэффициентов концентрации напряжений от величины радиуса выкружки зуба и активного сечения основания зуба в связи с переточками. Определены относительные градиенты напряжений для зон концентрации в выкружках зубьев. Полученные результаты можно перенести на реальную конструкцию, изготовленную из инструментального материала, круглую или шлицевую протяжки, с учетом коэффициентов геометрического и силового подобия. Это позволяет рекомендовать ее к использованию в практике разработки рациональных конструкций режущих инструментов, в частности, протяжек.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кошеленко А.С., Позняк Г.Г. Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. М.: Граница, 2004. 296 с.
- [2] Щеголев А.В. Конструирование протяжек. М.: Машгиз, 1960.

- [3] Серенсен С.В., Кобаев В.П. Вероятностные методы расчета на прочность при переменных нагрузках // Механическая усталость в статистическом аспекте. ИМАШ АН СССР. М.: Наука, 1969.
- [4] Рогов В.А., Кошеленко А.С., Жедь О.В., Предеина А.И. Экспериментальное исследование методом фотомеханики концентрации и интенсивности напряжений на плоских оптических моделях круглых протяжек // СТИН Станки Инструмент. 2012. № 12. С. 5—12.
- [5] Рогов В.А., Кошеленко А.С., Жедь О.В., Предеина А.И. Исследование методом фотомеханики градиентов напряжений и коэффициентов концентрации напряжений при оценке прочности круглой протяжки. Технология машиностроения // Ежемесячный обзорно-аналитический, научно-технический и производственный журнал. 2013. № 2. С. 21—27.

INTEGRATED RESEARCH BY METHOD OF PHOTOMECHANICS MODE OF DEFORMATION OF CIRCULAR BROACH IS ESTIMATED USING ITS TWO-DIMENSIONAL MODEL FROM OPTICALLY SENSITIVE MATERIAL

V.A. Rogov, A.S. Koshelenko, O.V. Zhed

Department of Mechanical Engineering
Machine Tools and Tooling
Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 10a, Moscow, Russia, 117198

Applying method of photomechanics mode of deformation of circular broach is estimated using its two-dimensional model from optically sensitive material aimed at improving design methods on the base of experimental data.

Key words: photomechanics, physical simulation, stress, fatigue resistance

REFERENCES

- [1] Koshelenko A.S., Pozniak G.G. Theoretical bases and practice of photomechanics in mechanical engineering. M.: Granica Publishers, 2004. 296 p. [Koshelenko A.S., Pozniak G.G. Theoreticheskie osnovy i praktika fotomehaniki v mashinostroenii. M.: Izdatelskij dom «Granica», 2004. 296 s.]
- [2] Shchegolev A.V. Construction broaches. Mashgiz, 1960. P. 352. [Shchegolev A.V. Konstruirovaniye protjagek. Mashgiz, 1960. S. 352.]
- [3] Serensen S.V., Kogaev V.P. Probabilistic methods based on strength at varying loads. Coll. "Mechanical fatigue in the statistical aspect" IMASH USSR. M.: Academy of Science, 1969. [Serensen S.V., Kogaev V.P. Veroyatnostnye metody rashcheta na prochnost pri peremennykh nagruzkah. Sb. «Mekhanicheskaya ustalost v statisticheskom aspekte» IMASH AN SSSR. M.: Nauka, 1969.]
- [4] Rogov V.A., Koshelenko A.S., Zhed O.V., Predeina A.I. Experimental study by photomechanics concentration and stress intensity on the flat optical models of round broaches. STIN Machine Tool. Monthly science and technology magazine. M.: in Engineering with, 2012. № 12. S. 5—12. [Rogov V.A., Koshelenko A.S., Zhed O.V., Predeina A.I. Experimentalnoe issledovanie metodom fotomehaniki koncentracii i intensivnosti naprjageniya na plskih opticheskikh modeljakh kruglykh

- protjagek. STIN Stanki Instrument. Egemesjachnyj nauchno-tehnicheskij gurnal. M.: Izd-vo Mashinostroenie, 2012. № 12. S. 5—12.]
- [5] Rogov V.A., Koshelenko A.S., Zhed O.V., Predeina A.I. Study of photomechanics stress gradients and stress concentration factors in assessing the strength of round broaches. Engineering Technology. Monthly surveillance and analytical, scientific, technical and industrial magazine. M.: Publishing center “Mechanical Engineering”, 2013. № 2. P. 21—27. [Rogov V.A., Koshelenko A.S., Zhed O.V., Predeina A.I. Issledovanie metodom fotomehaniki gradientov naprjagenij i koefficientov koncentracii naprjagenij pri ocenke prochnosti krugloj protjagki. Tehnologija mashinostroenija. Egemesjachnj obzorno-analitcheskij, nauchno-proizvodstvennyj jurnal. M.: Izdatelskij centr «Tehnologija mashinostroenija», 2013. № 2. S. 21—27.]