

Изменения внутренних диаметров до и после обработки

Суммарное давление при обжатии, МПа	16,25		15,25		12,5		4,5	
Диаметр матрицы	45		46		47		48	
Диаметр втулок	Наружный	Внутренний	Наружный	Внутренний	Наружный	Внутренний	Наружный	Внутренний
Исходный диаметр	49	41	49	41	49	41	49	41
После обработки	45,5	37,3	46,3	38,2	47,4	39,2	48,1	40,5
Изменение размера	3,5	3,7	2,7	2,8	1,6	1,8	0,9	0,5
Изменение размера, %	7,1	9,0	5,5	6,8	3,3	4,4	1,8	1,2
Величина возврата наружного диаметра втулки, мм	0,5		0,3		0,4		0,1	

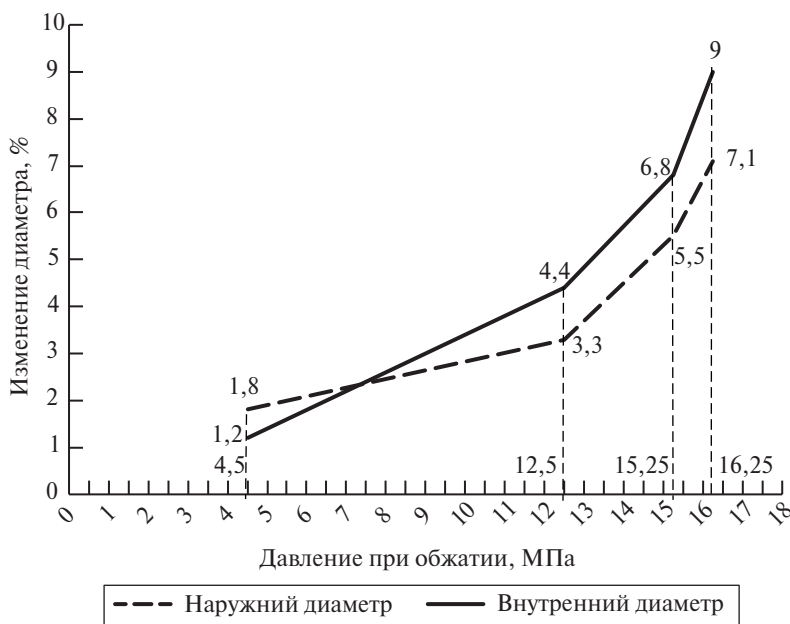


Рис. 5. Зависимость изменения диаметра, %, от давления при обжатии

Выводы

В результате эксперимента можно заметить, что наибольшая эффективность при восстановлении бронзовых втулок подшипников скольжения достигается при пластической деформации.

Также необходимо помнить об структурных изменениях, возникающих при сильных пластических деформациях, поэтому наиболее оптимальным для восстановления втулок с данными размерами является интервал от 12,5 до 15,25 МПа, что соответствует диаметрам матриц 46 и 47 мм (см. рис. 5).

Список литературы

1. Аверкин Ю.А. Исследования обжима полых цилиндрических заготовок // Инженерные методы расчета процессов обработки металлов давлением: сб. науч. трудов. — М.: Машгиз, 1957. — С. 167–190.
2. Полухин П.И. Технология процессов обработки металлов давлением. — М.: Metallurgy, 1988. — 408 с.
3. Аверкиев Ю.А. Об определении наибольшей степени деформации при обжиме пустотелых цилиндрических заготовок в конической матрице // Кузнечно-штамповочное производство. — 1966. — № 11. — С. 19–22.
4. Интенсификация процесса обжима полых цилиндрических заготовок / А.Г. Пашкевич, В.И., Глазков В.И. Ершов, М.Ф. Каширин // Кузнечно-штамповочное производство. — 1976. — № 3. — С. 36–39.

УДК 621.8

О.Г. Кокорева, канд. техн. наук

Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ УПРОЧНЕНИИ СТАТИКО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКОЙ

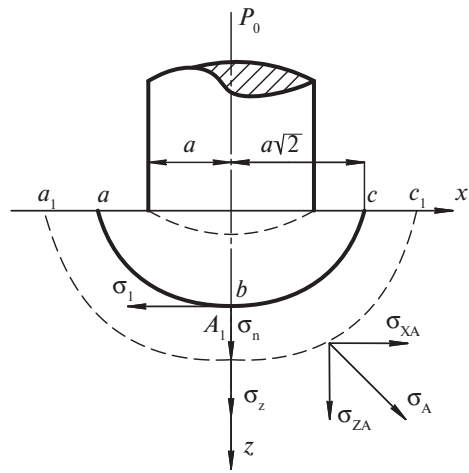
Решение задачи определения контактных напряжений и деформаций необходимо для исследования прочности деталей в местах их взаи-

модействия (контакта) при передаче усилий от одного элемента конструкции другому. Рассмотрим постановку контактной задачи. Два тела из од-

нородных и изотропных материалов, ограниченные некоторыми криволинейными поверхностями, соприкасаются до деформации в одной точке. Оба тела сдавливаются силами, направленными по прямой, соединяющей центры кривизны поверхностей тел в точке касания. При этом тела деформируются, а первоначальное точечное касание переходит в соприкасание по некоторой поверхности (поверхность контакта деформирующихся тел) [1]. Величины сжимающих сил, приложенных к телам, предполагаются такими, чтобы в зоне контакта тел имели место только упругие деформации. Будем считать, что поверхность контакта весьма мала по сравнению с общей поверхностью каждого из соприкасающихся тел, тогда в общем случае соприкасающихся тел контур поверхности контакта для ролика представляет собой эллиптический параболоид с шириной и длиной отпечатка вдоль осей эллипса ($2a$, $2b$) и глубиной отпечатка h (рисунок).

Считая поверхности соприкасающихся тел совершенно гладкими, заключаем, что силы давления, передаваемые от одного тела на другое и расположенные по поверхности контакта, нормальны к этой поверхности. Для оценки прочности деталей в местах контакта недостаточно знаний величины наибольшего давления. Полная характеристика напряженного состояния детали дается значениями величин двух главных напряжений в каждой точке детали или, по крайней мере, в наиболее напряженных ее точках.

Одно из основных положений классической теории деформации тел в местах контакта состоит в том, что силы давления, передаваемые от одного тела на другое и распределенные по поверхности контакта, нормальны к этой поверхности. Вместе с тем в ряде случаев инженерной практики приходится сталкиваться с наличием помимо нормальной также и касательной нагрузки и с необходимостью учета ее влияния на напряженное состояние соприкасающихся тел. Так, индентор в процессе внедрения помимо нормальной нагрузки воспринимает и касательную, связанную с относительным скольжением. Значительные сложности точечного решения при наличии одновременного действия нормальных и касательных сил заставляют почти всех исследователей этой проблемы ограничиться приближенным решением. Основное допущение приближенного решения заключается в предположении, что для нормальных сил сохраняется эллипсоидальный закон распределения по площадке контакта, их касательные силы пропорциональны силам нормальным. Поэтому представляет интерес комплексное решение контактной задачи, учитывающая при этом способ упрочнения, напряженно-деформационное состояние и микроструктурные изменения в металле. В данной работе эта задача ре-



Площадка контакта индентора с деталью

шается аналитически на основе контактной задачи теории упругости [2–5].

Рассмотрим особенности механического нагружения поверхности образца индентором. Пусть имеем полупространство с приложенной к нему нагрузкой, под действием которой свободная поверхность образца прогнется, и прямолинейный контур abc превратится в криволинейный $a_1b_1c_1$. Все остальные лежащие в глубине контуры, также прогнутся, но их прогибы будут меньше и на бесконечности от поверхности они станут равными нулю. На контур действуют напряжения, направленные по касательной и нормали к контуру, обозначим их соответственно σ_τ , σ_n . Определим удлинение в результате прогиба контура от прямолинейного до криволинейного ab_1c_1 . Для этого найдем длину кривой, заключенной между точками a и c .

В случае контакта инструмента, имеющего определенный радиус скругления с плоскостью, применим задачу об эллипсоидальном распределении давлений для точек поверхности полупространства, лежащих внутри нагруженной области. При этом нагрузка P распределена по площади эллипса, $F = \pi ab$, где a и b — соответственно большая и малая его полуоси. Давление p в произвольной точке x_1, y_1 этого эллипса пропорционально ординате ξ эллипсоида:

$$\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 + \left(\frac{y_1}{b}\right)^2 + \left(\frac{\xi}{c}\right)^2 = 1, \quad (1)$$

т. е. может быть выражено следующим образом:

$$p = p_0 \frac{\xi}{c} = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - \left(\frac{y_1}{b}\right)^2}, \quad (2)$$

где p_0 — давление в центре эллипса (см. рисунок); a, b, c — полуоси эллипсоида.

Из выражения (2) следует, что рассматриваемое распределение давления p по площади эллипса $F = \pi ab$, определяется заданием двух плоскостей

a и b и не зависит от третьей полуоси c . Выбор параметра c определяет собой не только форму эллипсоида давлений, но и влияет на величину отношения:

$$\frac{\xi}{c} p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2 + \left(\frac{y_1}{b}\right)^2}. \quad (3)$$

Нагрузка P связана с величиной наибольшего давления p_0 :

$$p = \int_F p dF = \frac{p_0}{c} = \int_F \xi dF, \quad (4)$$

где $\int_F \xi dF = \frac{2}{3} \pi abc$ — объем полуэллипсоида.

Следовательно,

$$p_0 = \frac{2}{3} \frac{p}{\pi ab}. \quad (5)$$

Установлено, что при распределении давления по эллипсоидному закону наибольшее давление в 1,5 раза превышает среднее.

Определим перемещение W некоторой точки $A_1(x_1, y_1)$ поверхности полупространства, расположенной внутри эллипса с полуосями a и b , по которому распределена нагрузка P (см. рисунок). Согласно принципу независимости и сложению действия сил, представим перемещение W некоторой точки поверхности полупространства от нормального давления P , распределенного по площадке этой поверхности, как сумму элементарных перемещений, возникающих в результате воздействия давления на элементы этой площадки, т. е.

$$W_{\Pi} = \frac{(1 - \nu)}{2\pi\sigma_{\partial}} \int P d\rho/\rho', \quad (6)$$

где ρ' — расстояние от точки, в которой определяется перемещение до точки приложения силы.

Перемещение произвольной точки определяется из выражения

$$W = P_0 \pi (1 - \nu^2) / (2a^2 - x^2 - y^2) / (4aE), \quad (7)$$

где P_0 — максимальное давление в центре площадки; ν — коэффициент Пуассона; a — радиус контактируемой площадки; x, y — координаты произвольной точки; E — модуль упругости первого рода.

В точке наибольшего прогиба контура, где действует максимальное давление, перемещение также имеет максимальное значение:

$$W_0 = p_0 \pi (1 - \nu^2) a / (2E), \quad (8)$$

Давление p_0 определим, используя граничное условие рассматриваемой упругой задачи, согласно которому максимальное упрочнение происходит в точке наибольшего прогиба. Для этого запишем уравнение контура в следующем виде:

$$W = M(2a - x^2/a), \quad (9)$$

где $M = p_0 \pi (1 - \nu^2) a / (4E)$.

При $W_z = 0$ начальная длина контура $L_0 = 2a\sqrt{2}$,
Длина прогнувшегося контура

$$L = 2 \int_0^{a\sqrt{2}} \sqrt{1 + (W_z^2)} dx = a\sqrt{2} \left\{ \sqrt{1 + (2\sqrt{2}M)^2} + (1 + 2\sqrt{2}M) \ln \left[2\sqrt{2}M + M + \sqrt{1 + (2\sqrt{2}M)^2} \right] \right\}. \quad (10)$$

Зная длину прогнувшегося контура и начальную его длину, определим среднее его удлинение:

$$\xi_{\Pi} = \frac{(L - L_0)}{L_0} = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + (2\sqrt{2}M)^2} + \frac{\ln \left[2\sqrt{2}M + M + \sqrt{1 + (2\sqrt{2}M)^2} \right]}{2\sqrt{2}M} \right\} - 1. \quad (11)$$

Разложим выражение в фигурных скобках в ряд и, обрывая ряды на втором члене, так как $2\sqrt{2}M \ll 1$, получаем

$$\xi_{\Pi} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{(2\sqrt{2}M)^2}{2} + \frac{1}{(2\sqrt{2}M)} \left[2\sqrt{2}M - \frac{(2\sqrt{2}M)^3}{6} \right] \right\}. \quad (12)$$

Максимальное относительное удлинение контура найдем из предположения, что отношение максимальных значений относительных удлинений контура к средним пропорционально отношению максимальных значений его прогиба к средним $\xi_{\max} = \xi_{\Pi} W_0 / W_{\Pi}$:

$$W_{\Pi} = 2 \int_0^{a\sqrt{2}} \left[M(2a - x^2/a) dx \right] / 2a\sqrt{2} = 4Ma/3. \quad (13)$$

Максимальное относительное удлинение с учетом значений $W_{\text{ср}}$, W_0 принимает такой вид:

$$\xi_{\max} = 4/3 M^2 (2Ma^3) / 4Ma = 2M^2. \quad (14)$$

Подставив значение M , имеем

$$\xi_{\max} = \sigma_p / E = (1 - \nu^2)^2 \pi^2 p_0^2 / (8E^2). \quad (15)$$

Из полученного уравнения найдем максимальное значение давления P_0 :

$$P_0 = 2\sqrt{2\sigma_p E} / \left[\pi(1 - \nu^2) \right]. \quad (16)$$

Среднее давление на поверхности материала

$$P_{\Pi} = p_0 \int_0^a \left[\frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{a^2} \right] dx = \frac{\sqrt{2\sigma_p E}}{2\pi(1 - \nu^2)}. \quad (17)$$

По выражению (17) подсчитываем усилие упрочнения, умножая на площадь контакта S инструмента с металлом.

Упругопластическим металлам предельного упругого состояния соответствует граничное условие наступления его пластической деформации. Для прогнувшейся поверхности деформация в произвольной точке A складывается из упругой и пластической составляющих. Причем упругие свойства среды не зависят от пластической деформации, другие деформации в пластической области связаны с напряжениями теми же зависимостями, что и упругие в упругой области.

Согласно третьей теории прочности к моменту наступления предельного состояния в точке тела наибольшие касательные напряжения достигают значения, соответствующего предельному упругому состоянию при растяжении. Для плоского напряженного состояния, пользуясь компонентами напряжений, имеем

$$\sqrt{(\sigma'_z - \sigma'_x)^2 + L_1 + \tau_{zx}^2} = \sigma_1, \quad (18)$$

где σ'_z, σ'_x — нормальные напряжения по площади с рассматриваемой точкой; τ_{zx} — касательное напряжение вдоль OZ .

Рассмотрим связь напряжений σ'_z, σ'_x и τ_{zx} с прогибом поверхности под воздействием гибкой распределенной нагрузки по контакту инструмента с металлом.

Проектируя σ'_z и σ'_x в произвольной точке A на оси OX и OY , получаем

$$\sigma_z^2(1 - \sin 2\alpha') + \sigma_{\text{ка}}^2(1 - \sin 2\alpha') = \sigma_1^2. \quad (19)$$

Определим максимальные касательные напряжения, равные напряжению текучести, через главные оси:

$$\sigma_z = 2\sigma_1 + \sigma'_z. \quad (20)$$

Выполнив преобразования в выражении (19) с учетом $\sigma = E/2(1 - \nu)$ и (20), а также пренебрегая членами малого порядка, получим

$$p_0 = 2\sqrt{\sigma_1 E} / [\pi(1 - \nu^2)]. \quad (21)$$

Выражение (21) определяет давление в центре контактной площадки и является начальным условием процесса статико-импульсной обработки. Зная величину среднего давления и площадь контакта, можно определить энергию удара на инструменте.

Таким образом, установлено, что увеличение кратности приложения усилия при СЮ способствует увеличению глубины сжатого слоя, увеличивая тем самым глубину упрочнения.

Список литературы

1. Лазуткин А.Г., Соловьёв Д.Л., Кокорева О.Г. Математический аналог контактной площадки // Научные достижения муромских ученых. — Владимир: ВлГУ, 1997. — С. 49–53.
2. Марконов В.М., Житенев В.В., Воробьёв А.М. Расчетно-экспериментальное получение диаграммы нагрузка-деформация при ударных испытаниях // Заводская лаборатория. Т. 45. — 1979. — № 10. — С. 44–49.
3. Михалев М.С.; Балдина В.П. Влияние исходных свойств стали 110Г13Л на ее упрочнение наклепом // Литейное производство. — 1974. — № 6. — С. 33–34.
4. Олейник Н.В. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. — М.: Машиностроение, 1984. — 228 с.
5. Пиртон В.З.; Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. — М.: Наука, 1985. — 504 с.

УДК 631.372:621.825.6:681.2

А.В. Ефимцев

А.Г. Пастухов, доктор техн. наук

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия

ПРИБОР И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В КАРДАНЫХ ШАРНИРАХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТРАКТОРОВ

В последние годы передовые предприятия стремятся к более совершенным методам производства продукции, которые нельзя в полном объеме решить с помощью отечественных машин. В регионы России интенсивными темпами закупается зарубежная техника, оборудование и технологическая оснастка, которые характеризуется широким многообразием в моделях одного вида. За пределами их гарантийного срока возникает вопрос ремонта или замены агрегатов [1].

Выход из строя карданных валов в тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах явление достаточно распространенное. Замену или ремонт карданного вала при возникновении признаков дисбаланса следует провести как можно быстрее, так как изменение зазоров в 0,2...0,3 мм и смещение крестовины карданного вала весом 20...30 килограмм вызывает дисбаланс около 20...40 г. Этого хватит для последующего выхода из строя подвесных подшипников, подшипников