

УДК 539.3

© 1994 г. В. Г. ЛЕШКОВЦЕВ, А. М. ПОКРОВСКИЙ

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАКАЛЕННЫХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ДЕТАЛЯХ, СОЕДИНЕННЫХ ПРЕССОВОЙ ПОСАДКОЙ

Часто встречающейся технологической операцией в машиностроении является посадка с натягом одной цилиндрической детали на другую. При этом в деталях возникают, так называемые, монтажные напряжения. Расчет этих напряжений наиболее удобно проводить, вводя на поверхности контакта радиальные и осевые силы. Первые из которых обусловлены радиальным натягом, вторые — силами трения. Определение этих контактных сил удобно проводить итерационным способом [1].

В публикуемой работе решена задача о посадке толстостенной трубы конечной длины (бандажа) на ось (возможно с центральным отверстием) той же или большей длины. Принималось, что натяг может изменяться вдоль образующей симметрично относительно срединного сечения, а также, что в деталях возможно появление как упругих, так и пластических деформаций.

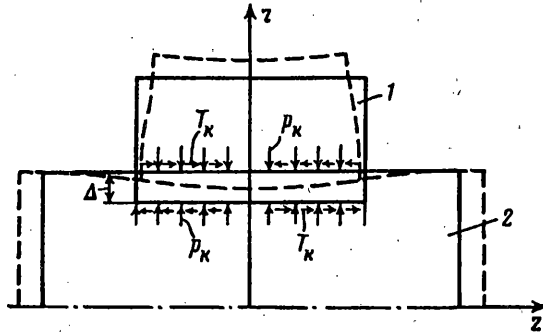
В основу расчета положен метод конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений. Решение упругопластической задачи проведено по теории течения с изотропным упрочнением. Использовалась итерационная процедура метода дополнительных деформаций.

На фиг. 1 сплошными линиями изображены границы бандажа (1) и оси (2) до посадки с радиальным натягом Δ (для упрощения рисунка показан постоянный натяг). Очевидно, что после посадки эти границы пройдут приблизительно так, как это показано на фигуре штриховыми линиями. При этом между бандажом и осью возникнут контактные давления p_k , направленные в тело деталей. В выбранной системе координат (см. фиг. 1) радиальные перемещения контактных точек бандажа будут положительными, а оси — отрицательными. Тогда значения контактных давлений нужно подобрать так, чтобы они удовлетворяли следующему уравнению совместности перемещений:

$$v_1 - v_2 = \Delta \quad (1)$$

где v — радиальные перемещения точек, лежащих на поверхности контакта. Индекс 1 здесь и далее относится к бандажу, 2 — к оси.

Бандаж при посадке стремится уменьшить свою длину, а ось — увеличить. То есть точки бандажа и оси, лежащие на контактной поверхности, стремятся смещаться в осевом направлении в разные стороны. Точки бандажа — к срединному сечению (через которое проходит координатная ось r , являющаяся осью симметрии), оси — от срединного сечения. В этих точках возникают силы трения T_k , направленные в сторону, противоположную движению (см. фиг. 1). Согласно закону трения Кулона скольжение одного тела по другому начинается только тогда, когда сила, направленная параллельно поверхности соприкосновения тел превысит значение силы трения скольжения F_f , остающейся неизменной в процессе движения и равной $F_f = fN$, где N — нормальная сила, f — коэффициент трения скольжения.



Фиг. 1

Таким образом, осевые силы при посадке не могут превышать силу трения скольжения. Если осевые силы меньше, то проскальзывания не происходит и контактные точки бандажа и оси имеют одинаковые осевые перемещения. В связи с этим осевые усилия T_k подбираются так, чтобы удовлетворялось следующее условие совместности перемещений

$$u_1 = u_2 \quad (2)$$

где u — осевые перемещения точек, лежащих на контактных поверхностях.

Если для выполнения условия (2) необходимо приложить силу, большую F_f , принимается, что $T_k = F_f$ и считается, что точки контакта проскальзывают.

В связи с тем, что значение натяга обычно составляет доли процента от радиуса посадочного отверстия, задача решалась в геометрически линейной постановке, то есть считалось, что выполняется принцип сохранения начальных размеров [2]. При использовании МКЭ это приводит к формированию матрицы жесткости для неизменных координат узлов конечно-элементной сетки.

Определение p_k и T_k проводилось с использованием следующего итерационного алгоритма.

1. Для каждого узла, лежащего на контактной поверхности, по формулам Ламе [2] рассчитываются контактные давления p_k , соответствующие натягу в рассматриваемой точке. Эти давления согласно МКЭ [3] пересчитываются в радиальные узловые силы $F_r^{(1)}$. Осевые узловые силы $F_z^{(1)}$, обусловленные силами трения, полагаются равными нулю.

2. Решается осесимметричная упругопластическая задача независимо для бандажа и оси при значениях узловых сил $F_r^{(1)}$, направленных в тело, и определяются радиальные $u_1^{(1)}, u_2^{(1)}$ и осевые $u_1^{(1)}, u_2^{(1)}$ перемещения бандажа и оси на первой итерации для каждого узла контактной поверхности.

3. Проводится корректировка радиальных контактных узловых сил по формуле $F_r^{(2)} = 1/2 F_r^{(1)} (1 + \Delta / \Delta u^{(1)})$, где Δ — натяг на радиус в данном узле, $\Delta u^{(1)} = u_1^{(1)} - u_2^{(1)}$ — разность радиальных перемещений в этом узле.

Очевидно, что $\Delta u^{(1)}$ всегда больше нуля в выбранной системе координат, так как на первой итерации к бандажу и оси приложены только направленные в тело радиальные силы. По этой же причине разность $\Delta u^{(1)} = u_2^{(1)} - u_1^{(1)}$ также больше нуля (у бандажа увеличивается посадочный радиус и уменьшается длина, у оси — наоборот). Причем максимальная разность осевых перемещений $\Delta u_{\max}^{(1)}$ будет в точке контакта, наиболее удаленной от срединного сечения. Поэтому осевые силы на второй итерации можно принять равными

$$F_z^{(2)} = F_r^{(2)} f \Delta u^{(1)} / \Delta u_{\max}^{(1)} \quad (3)$$

Формула (3) позволяет учесть, что для выполнения условия (2) в узлах,

расположенных дальше от срединной плоскости, необходимо прикладывать большую осевую силу.

4. Решается упругопластическая задача для бандажа и оси при значениях узловых сил $F_r^{(2)}$ и $F_z^{(2)}$, направления которых совпадают с направлениями P_k и T_k на фиг. 1, и определяются $v_1^{(2)}$, $v_2^{(2)}$, $u_1^{(2)}$, $u_2^{(2)}$.

5. Проверяются условия совместности перемещений (1) и (2) для каждого узла, лежащего на контактной поверхности. Если $|\Delta v^{(2)} - \Delta| < \delta$, то радиальная сила в данном узле на следующей итерации не изменяется. В качестве абсолютной погрешности вычисления δ принимается величина $\delta = \varepsilon \Delta_0$, где ε — относительная погрешность (в расчетах принималась равной 0,01), Δ_0 — среднее арифметическое значение натягов в узлах. Если $|\Delta v^{(2)} - \Delta| > \delta$ радиальная узловая сила в данном узле корректируется.

Осевые силы не изменяются на следующей итерации, если $|\Delta u^{(2)}| < \delta$.

В противном случае, в зависимости от знака $\Delta u^{(2)}$, производится корректировка осевой силы в данном узле.

6. Для узлов, в которых не выполняются условия совместности перемещений, производится корректировка узловых сил. Выпишем формулы для n -ой итерации

$$F_r^{(n)} = 1/2 F_r^{(n-1)} (1 + \Delta / \Delta v^{(n-1)}) \quad (4)$$

$$F_z^{(n)} = 1/2 F_z^{(n-1)} (1 + \Delta u^{(n-1)} / \delta) \quad \text{при} \quad \Delta u^{(n-1)} > 0$$

$$F_z^{(n)} = \frac{F_z^{(n-1)}}{2} \left(1 + \frac{\delta}{|\Delta u^{(n-1)}|} \right) \quad \text{при} \quad \Delta u^{(n-1)} < 0$$

Если значение $F_z^{(n)}$, рассчитанное для какого-то узла по данным формулам, превышает $F_z^{\max(n)} = f F_r^{(n)}$, то $F_z^{(n)}$ принимается равным $F_z^{\max(n)}$. При этом в данном узле происходит проскальзывание и на осевые перемещения условие (2) не накладывается. В этом случае о необходимости корректировки осевой силы судят по ее изменению на следующей итерации.

Если

$$|F_z^{(n)} - F_z^{(n-1)}| < \varepsilon F_z^{(n-1)} \quad (5)$$

то осевая сила на следующей итерации не изменяется.

7. В дальнейшем вся процедура повторяется, начиная с п. 4. При этом в формулах п. 4, 5 индекс 2 заменяется на n . Итерационный процесс заканчивается, когда для каждого узла контактной поверхности $|\Delta v^{(n)} - \Delta| < \delta$ и $|\Delta u^{(n)}| < \delta$.

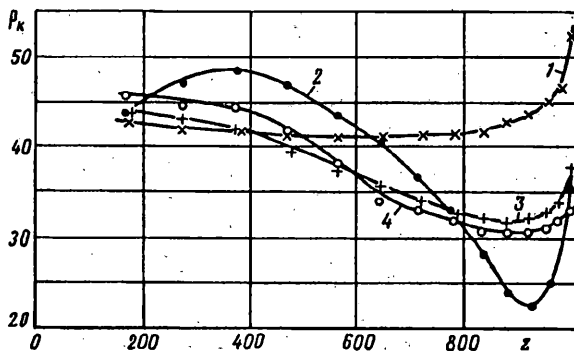
В тех узлах, где происходит проскальзывание, второе условие заменяется условием (5).

Надо отметить, что если в каких-то контактных точках задан не натяг, а зазор, то, если в процессе посадки этот зазор не перекрывается, контактные силы в них просто полагаются равными нулю.

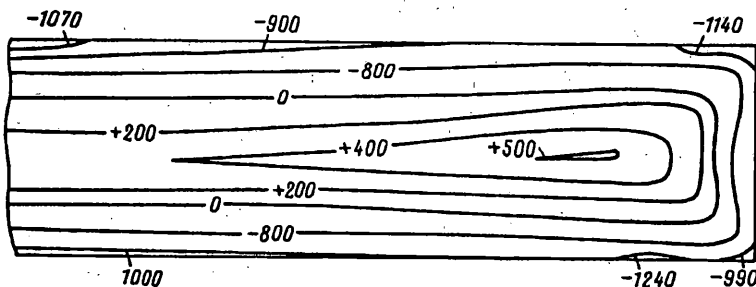
В процессе отладки программы были выполнены два варианта расчета влияния коэффициента трения на распределение контактных давлений при посадке на ось бандажа прокатного вала с размерами (мм): наружный диаметр — 2100, внутренний — 1535, длина — 1980. В первом варианте ось была цилиндрическая, во втором — профилированная. Длина оси была равной 2150 мм.

В первом случае натяг на диаметр принимался равным 1,4 мм, во втором он задавался в 16 равноудаленных на полудлине точках N (отсчет от срединного сечения).

N	1	3	5	7	9	11	13	15	16
Δ	1,40	1,40	1,34	1,22	1,10	1,02	1,00	0,98	0,98



Фиг. 2



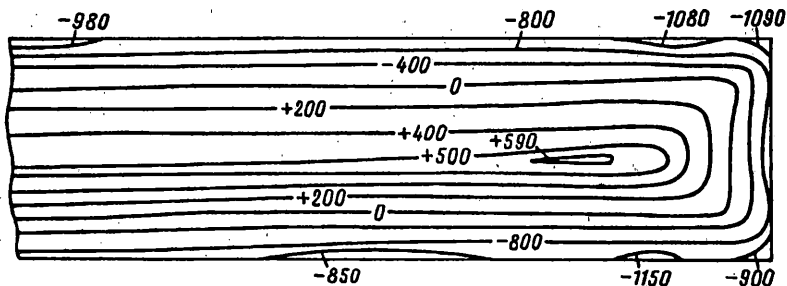
Фиг. 3

Расчет показал, что при таких натягах, характерных для реального технологического процесса посадки, задача оказывается чисто упругой. Результаты вычисления приведены на фиг. 2 (кривая 1 соответствует цилиндрической оси, а кривая 2—4 — профилированной); при этом коэффициент $f=0$ (кривые 1, 3); 0,15 (кривая 4) и бесконечности (кривая 2); p_k [МПа], z [мм].

Из анализа результатов, полученных при посадке бандажа на профилированную ось можно сделать вывод, что коэффициент трения, изменяющийся от 0 до 0,15 (причем $f=0,15$ соответствует трению стали по стали) не приводит к существенному изменению контактных сил. Это объясняется, как показали расчеты тем, что для данных габаритных размеров и натягов происходит проскальзывание во всех контактных точках за исключением точек, отстоящих от срединного сечения не далее 100, . . . , 150 мм. Контактные давления, рассчитанные при условии отсутствия проскальзывания ($f = \infty$), существенно отличаются от решения, полученного с учетом проскальзывания. Это объясняется тем, что для выполнения условия (2) необходимо прикладывать к деталям значительные осевые усилия.

При расчете посадки бандажа на цилиндрическую ось без трения выявлено увеличение контактного давления у торца бандажа. Причем это увеличение больше, для случая когда ось длиннее бандажа, по сравнению со случаем, когда их длина одинакова. Данные выводы согласуются с результатами, опубликованными в [5]. Надо отметить, что при наличии трения, проявление данного эффекта ослабляется.

Обычно посадка деталей производится после их термической обработки. В частности, перед посадкой составных прокатных валков бандажи и оси подвергаются термической обработке. Причем с целью придания рабочей поверхности валка высокой твердости бандажи подвергаются закалке с отпуском, что приводит к возникновению значительных остаточных напряжений в них.



Фиг. 4

Вопросы вычисления остаточных напряжений в бандажах при термической обработке подробно освещены в [4, 6—8]. Решение сводится к определению температурного, фазового и напряженного состояния бандажа в процессе термообработки. Нелинейная задача нестационарной теплопроводности решается методом конечных разностей [6]. Расчет фазового состава производится по термодинамическим диаграммам распада переохлажденного аустенита [7]. Вычисление напряжений при изменении температуры и фазового состава осуществляется по неизотермической теории течения с использованием итерационной процедуры метода дополнительных деформаций на базе МКЭ. Разработанная программа расчета на ЭВМ [8] позволяет определить остаточные напряжения, фазовый состав и накопленную пластическую деформацию в каждом конечном элементе. Эта информация является исходной для расчета напряжений при посадке. Так как остаточные напряжения от термообработки близки к пределу текучести, то при посадке возможно появление пластических деформаций. В связи с этим суммарные напряжения от термообработки и посадки нельзя получить простым сложением. Необходимо решать задачу о посадке с начальными значениями напряжений и накопленных пластических деформаций, полученными из решения задачи об остаточных напряжениях при термообработке. Вследствие неоднородности фазового состава по сечению бандажа после термообработки, для учета зависимости механических свойств стали от ее структурного состояния необходимо знать также фазовый состав в каждом конечном элементе бандажа.

В качестве примера выполнен расчет остаточных напряжений в бандаже прокатного вала стана 2030НЛМК, имеющим размеры (мм): наружный радиус 800, посадочный радиус 522, длина бочки — 2030. Бандаж изготовлен из стали 9ХФ. Режим термообработки — закалка: охлаждение с температуры 840° С в воде 6 мин, затем в масле — 70 мин, далее на воздухе. Изолинии остаточных окружных напряжений после термообработки бандажа приведены на фиг. 3 в МПа.

Этот бандаж скреплялся с осью по посадке с натягом. Натяги в равноудаленных на полудлине точках N , отсчитываемых от срединного сечения, представлены ниже.

N	1	2	3	4	5	6—11
Δ	0,960	0,950	0,910	0,744	0,577	0,445

Результаты расчета в виде линий равных остаточных напряжений (изолиний) приведены на фиг. 4 в МПа. Показаны суммарные окружные напряжения, как самые опасные.

Максимальные растягивающие напряжения от термообработки достигают 600 МПа. Напряжения от посадки на порядок меньше. Суммарные напряжения от термообработки и посадки нигде не превышают предела текучести, однако подходят очень близко к нему. Поэтому решение упругопластической задачи

оправдано, так как при немного более жестких технологических режимах возможно появления пластического деформирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ширинов А. А.* Алгоритм численного решения контактной задачи с трением//Изв. ВУЗ. Машиностроение. 1990. № 1. С. 21—23.
2. *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974. 560 с.
3. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
4. *Лешковцев В. Г., Покровский А. М.* Расчет напряжений в коротком сплошном цилиндре при его закалке//Расчеты на прочность. М.: Машиностроение. 1989. № 29. С. 105—111.
5. *Иоселевич Г. Б.* Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
6. *Покровский А. М.* Численное решение нелинейного уравнения нестационарной теплопроводности для цилиндра конечной длины//Изв. ВУЗ. Машиностроение. 1988. № 5. С. 84—88.
7. *Лешковцев В. Г., Покровский А. М., Бойков В. Н.* Математическое моделирование процессов превращения переохлажденного аустенита в эвтектоидных сталях//Металловедение и термич. обработка металлов. 1988. № 1. С. 17—19.
8. *Лешковцев В. Г., Покровский А. М.* Расчет напряжений в бандаже опорного вала прокатного стана 5000 при ускоренной нормализации//Изв. ВУЗ. Черная металлургия. 1988. № 9. С. 82—85.

Москва

Поступила в редакцию
6.IX.1993