

УДК 621.7

**МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕТОДОВ УСТАНОВКИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВАЛОВ
НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ В СИСТЕМЕ T-FLEX***Аль-Обайди Луаи Мохаммед Раджаб, М. Е. Попов*

Донской государственной технической университет (г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

Представлены результаты исследования эквивалентных напряжений и радиальных перемещений оси вала от действующих на вал сил при обработке на токарном станке. С помощью компьютерной программы T-Flex исследовалось напряженно-деформированное состояние при механической обработке вала, консольно закрепленного в патроне токарного станка. Диаметр вала 40 мм, длина консольной части 400 мм, материал — сталь 45. Определялись следующие параметры: эквивалентные напряжения и радиальные перемещения оси вала.

Исследования показали, что наибольшие эквивалентные напряжения возникают в месте крепления вала в патроне токарного станка, наибольшие перемещения — на свободной торцевой части вала.

Ключевые слова: токарная обработка, вал, программа T-Flex, эквивалентные напряжения, радиальные перемещения, ось вала.

UDC 621.7

**SIMULATION OF INSTALLATION METHODS WHEN PROCESSING SHAFTS ON
LATHE-MACHINE IN THE T-FLEX SYSTEM***Al-Obaidi Luay Mohammed Rajab, M. E. Popov*

Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

This paper presents the results of the study of equivalent stresses and radial displacements of the shaft axis, from the forces acting on the shaft during processing on a lathe. With the help of a computer program T-Flex the authors have investigated the stress-strain state of the machining shaft cantilever mounted in the lathe chuck. The shaft diameter is 40 mm, the length of the console part is 400 mm, the material is steel 45. The following parameters were determined: equivalent stresses and radial displacements of the shaft axis.

The studies have shown that the largest equivalent stresses occur at the shaft attachment point in the lathe chuck, the largest displacements occur at the free end of the shaft.

Keywords: turning, shaft, T-Flex program, equivalent stresses, radial displacement, axis of the shaft.

Введение. В серийном производстве обработка деталей производится в приспособлениях с использованием различной технологической оснастки. Заготовка устанавливается в приспособлении по базирующим поверхностям и закрепляется в этом положении с помощью зажимных механизмов. При обработке нежестких деталей под действием усилия закрепления происходит ее упругая деформация. В процессе обработки на обрабатываемую деталь также действуют силы резания, которые приводят к деформации всей технологической системы. В результате после обработки размеры и форма детали отличаются от номинальных значений, т. е. возникают погрешности, которые не должны превышать допустимых значений.

Это хорошо видно, например, при обработке тонкостенного кольца. При закреплении в трехкулачковом патроне оно деформируется, при этом теряет свою первоначально круглую форму. Произведем растачивание внутренней поверхности кольца. После разжима детали она под

действием внутренних напряжений упруго деформируется, при этом наружная поверхность детали снова примет цилиндрическую форму, а внутренняя потеряет круглую форму, полученную при растачивании [1]. Таким образом, очень важно помнить, что при чистовой обработке тонкостенных нежестких заготовок технологическая оснастка должна равномерно распределять зажимное усилие по поверхности детали. Эти условия хорошо обеспечивает технологическая оснастка с пневматическими, гидравлическими зажимными устройствами, а также с различными цанговыми зажимами, разрезными втулками, мембранными патронами и др. Очень часто при обработке длинномерных нежестких валов применяют люнеты. Цель данной работы — исследовать эквивалентные напряжения и радиальные перемещения оси вала от действующих на вал сил при обработке на токарном станке, установить, где возникают наибольшие эквивалентные напряжения и наибольшие перемещения.

Обработка валов на токарных станках. Очень важно при проектировании деталей передач обеспечивать их достаточную жесткость. Изгибная деформация вала, деформация кручения и изгиба колес зубчатой передачи, превышающие допустимые значения, не обеспечивают равномерное распределение нагрузки по ширине зубьев колес. В результате происходит концентрация напряжений ближе к торцам колес, и тогда возможно разрушение зубьев по этой причине. Аналогичная ситуация возникает при изгибе вала. В результате изгиба его опорные шейки изменяют свое первоначальное положение в опорах, что приводит к неоднородному радиальному износу по длине вкладышей, нагреву и заклиниванию в подшипниках скольжения. Изгиб нежесткого длинномерного вала также может сильно изменить в худшую сторону режим работы подшипников качения, особенно в том случае, если они не самоустанавливающиеся [2–3].

При работе вала с высокой изгибной жесткостью, например, для передач с небольшим расстоянием между опорами расчет осей и валов на изгибную жесткость может не производиться. Поэтому при описании результатов исследования авторы приводят параметры расчёта только эквивалентных напряжений и радиальных перемещений оси или вала.

При проектировании механизмов и оборудования со сложными кинематическими и упругими связями между элементами возникает необходимость расчета так называемой эквивалентной жесткости механической системы с учетом реальных упругих связей между массами. В процессе работы под действием рабочих нагрузок в зацеплениях возникают радиальные усилия, которые вызывают упругие деформации изгиба валов, а также упругие деформации опор и подшипников. Аналогичная ситуация возникает и в других упругих элементах механической системы, совершающих поступательное и вращательное движение.

Моделирование деформации вала в системе T-Flex. В настоящей работе представлены результаты исследования эквивалентных напряжений и радиальных перемещений оси вала от действующих на вал сил при обработке на токарном станке. С помощью компьютерной программы T-Flex исследовалось напряженно-деформированное состояние при механической обработке вала, консольно закрепленного в патроне токарного станка. Диаметр вала 40 мм, длина консольной части 400 мм, материал — сталь 45 ГОСТ 1050-2013. Механические характеристики материала: модуль упругости [$2E+011$ Н/м²], коэффициент Пуассона [0.29], модуль сдвига [$8.1E+010$ Н/м²], теплопроводность [48 Вт/(м•К)], коэффициент теплового расширения [$1.2E-005$ 1/К], плотность масс [7826 кг/м³], предел текучести [$3.4E+008$ Н/м²], предел прочности на растяжение [$6E+008$ Н/м²], предел прочности на сжатие [$6E+008$ Н/м²], теплоёмкость [473 Дж/(кг•К)].

Определялись следующие параметры: эквивалентные напряжения и радиальные перемещения оси вала. Запись и обработку измеряемых величин производили с помощью компьютерной программы T-Flex. По деформациям изгиба вала на токарном станке исследовалось напряженно-

деформированное состояние при механической обработке вала, консольно закрепленного в патроне токарного станка и при закреплении в центрах (рис. 1).

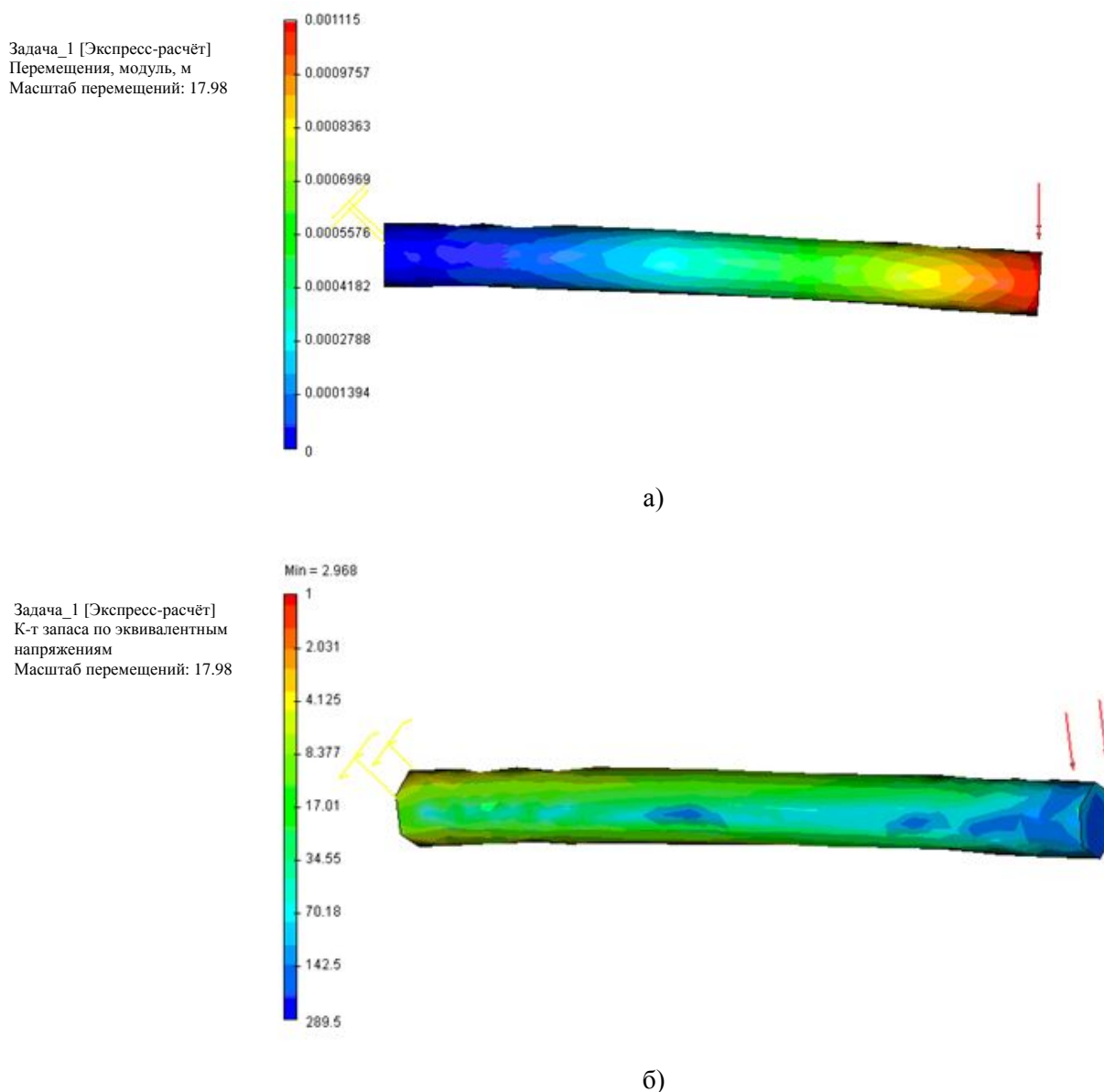
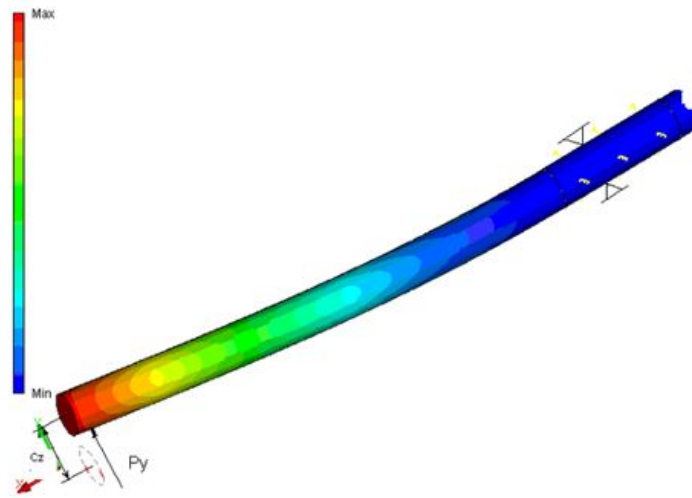


Рис. 1. Моделирование напряженно-деформированного состояния заготовки вала в системе T-Flex при консольном закреплении в патроне (а) и при закреплении в центрах (б)

Главные напряжения на поверхности вала, подвергаемого изгибу, располагаются под углом 45° к его оси и вызваны деформациями сжатия и растяжения. Следовательно, их влияние на результат измерения деформации изгиба вала незначительно.

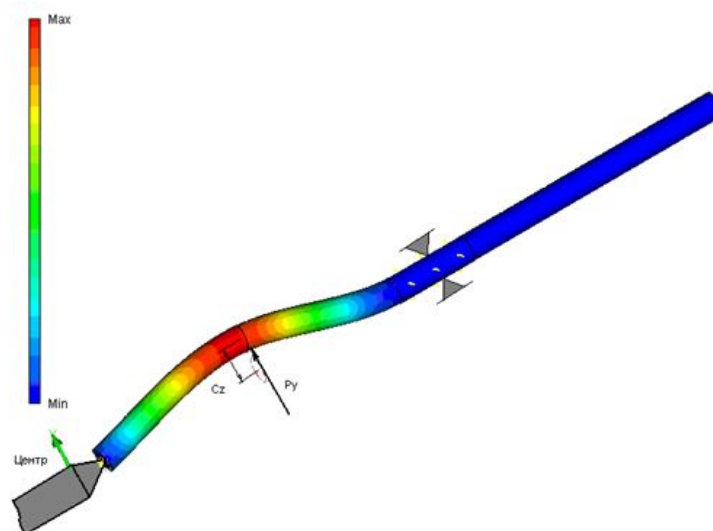
Исследования показали, что наибольшие эквивалентные напряжения возникают в месте крепления вала в патроне токарного станка, наибольшие перемещения — на свободной торцевой части вала. На рис. 2 показаны результаты моделирования влияния различных методов установки на характер деформации заготовки вала.

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м



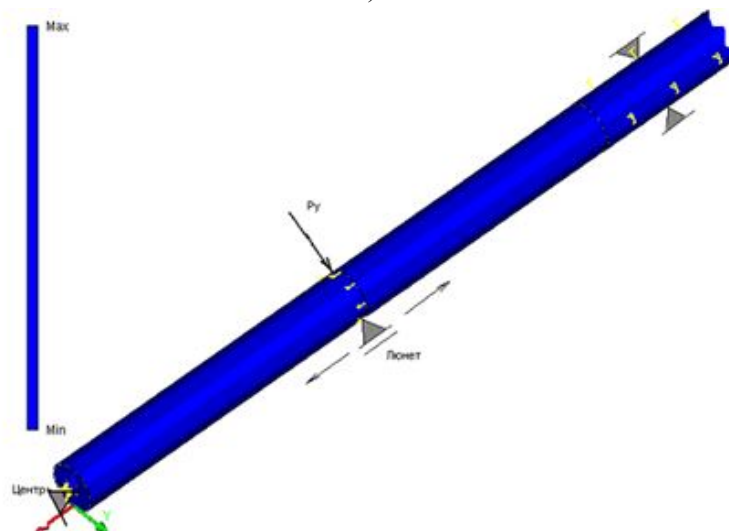
а)

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м



б)

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м



в)

Рис. 2. Моделирование особенностей характера деформации заготовки вала в системе T-Flex:
а) при консольном закреплении в патроне; б) при закреплении в центрах и использовании неподвижного лонета; в) при закреплении в центрах и использовании подвижного лонета

При выполнении проверочных прочностных расчетов необходимо определить максимальные действительные напряжения в наиболее опасных точках рассматриваемого сечения и сравнить их с допускаемыми значениями.

Следует также изучить возможную закономерность распределения нагрузки вдоль длины зуба, которая может возникнуть в результате таких основных причин: непараллельность и перекос осей валов, за счет неточностей изготовления корпусных деталей и неточностей сборки, погрешностей при изготовлении зубчатых колес и деформации валов под нагрузкой.

Аналогичная картина наблюдается и при изготовлении вала: максимальный прогиб заготовки и максимальные перемещения возникают тогда, когда режущий инструмент окажется посередине обрабатываемого гладкого вала (рис. 1–2).

Учет условий закрепления вала. В промышленной практике обычно корректируют геометрию инструмента во время фазы тестирования технологического процесса (нулевая партия), которая используется для точного определения упругих деформаций инструмента и детали, а также геометрических отклонений, вызванных трением, тепловыделением, износом и т. д., а также изменением силы резания вследствие изменения свойств материала деталей, затупления режущей кромки, а также изменения ориентации реакции опор из-за возможных реальных отклонений центров технологической системы от геометрически правильной формы [4–5].

Если деталь закреплена в трехлапчатом патроне и подвергается осевому сдвигающему усилию, то необходимо точно рассчитать силу трения, чтобы предотвратить осевое смещение детали. Тогда сила зажима T определяется по зависимости:

$$T = \frac{2K_z M_s}{3fd} + \frac{K_z F_{x1}}{3f},$$

где M_s – момент резания;

f – коэффициент трения;

F_{x1} – сдвигающая осевая сила;

d – диаметр детали;

K_z – коэффициент запаса.

Если деталь закрепляется в цанговом патроне с большой площадью контакта, то общее зажимное усилие T_Σ , которое патрон прикладывает к детали, определяется с учетом коэффициента запаса K_z по выражению:

$$T_\Sigma = K_z \frac{R}{\mu} = \left(\frac{K_z}{\mu} \right) \sqrt{\left(\frac{2M_s}{d} \right)^2 + F_{x1}^2},$$

где μ – коэффициент сцепления за счет сил трения между губками цангового патрона и деталью, а R – сила сцепления.

Коэффициент μ зависит от типа зубцов, сделанных на губках, материала детали и схемы действия сил.

Выводы. В результате моделирования способов установки вала в изделия и при его механической обработке установлено следующее. Если вал установлен в подшипниках в жестком корпусе, то распределение осевой и радиальной нагрузок на подшипники неоднозначно и зависит от точности сборки и направления деформаций изгиба вала под действием рабочей нагрузки. Если деформируется правая сторона вала, а левая, поддерживаемая другой опорой, деформируется меньше, то левый подшипник перегружен по сравнению с правым. В этом случае деформация изгиба происходит в плоскости действия внешних сил.

При значительной деформации изгиба ухудшается работа подшипников и деталей, сидящих на валу. Общепринятых норм, устанавливающих пределы допускаемых деформаций изгиба валов, нет. Широко распространена следующая норма: наибольший допустимый прогиб вала должен составлять 0,003 от расстояния между опорами.

Библиографический список

1. Маталин, А. А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов / А. А. Маталин. — Москва : Ленинград : Машиностроение, 1970. — 320 с.
2. Дунаев, П. Ф. Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва : Машиностроение, 1981. — 189 с.
3. Жолобов, А. А. Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления : монография / А. А. Жолобов. — Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. — 304 с.
4. Пашкевич, В. М. Оптимизация режимов резания на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестник Белорусского национального технического университета. — 2011. — № 3. — С. 9–12.
5. Пашкевич, В. М. Многофакторная оптимизация параметров механической обработки на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2011. — № 4. — С. 51–61.

Об авторах:

Аль-Обайди Луай Мохаммед Раджаб, аспирант Донского государственного технического университета (344000, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), luayrajab@yahoo.com

Попов Михаил Егорович, профессор кафедры «Технология машиностроения» Донского государственного технического университета (344000, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), pme-dgtu@mail.ru