

Влияние тангенциальных и радиальных остаточных напряжений на изгибную жесткость длинномерных валов

Хуан Ван Нгуен^a, С.А. Зайдес^b

Иркутский национальный исследовательский технический университет, ул. Лермонтова 83, Иркутск, Россия

^anguyen.vanhuan.istu@gmail.com, ^bzsa@istu.edu

Статья получена 29.12.2015, принята 25.01.2016

Представлены результаты компьютерного моделирования изгибной жесткости длинномерных деталей типа валов и осей. Рассмотрено влияние тангенциальных и радиальных остаточных напряжений на максимальную величину жесткости стержневых деталей. Установлено, что формирование тангенциальных остаточных напряжений в поверхностных слоях определенной толщины оказывает положительное влияние на повышение жесткости валов. Тангенциальные остаточные напряжения сжатия во внутренних слоях при наличии тонких поверхностных слоев ($t/R < 0,3$) способствуют повышению жесткости длинномерных валов, при этом их жесткость можно увеличить в 1,2–1,5 раза в зависимости от величины действующих напряжений и размера слоев, в которых они распределяются. Роль радиальных остаточных напряжений незначительна, поэтому при исследовании влияния на жесткость длинномерных валов ими можно пренебречь. Полученные результаты позволяют объяснить ряд экспериментов по упрочнению валов поверхностным пластическим деформированием. Для повышения жесткости валов целесообразно использовать охватывающее поверхностное пластическое деформирование, при котором можно сформировать необходимые остаточные напряжения по всему объему. Следует отметить, что допустимо изменять изгибную жесткость длинномерных валов за счет формирования остаточных напряжений лишь тогда, когда имеется возможность создавать более глубокие поля их распределения.

Ключевые слова: тангенциальное остаточное напряжение; радиальное остаточное напряжение; маложесткий вал; максимальный прогиб; изгибная жесткость.

Influence of tangential and radial residual stress on bending stiffness of long-length shafts

Nguyen Van Huan^a, S.A. Zaydes^b

Irkutsk National Research Technical University; 83, Lermontov St., Irkutsk, Russia

^anguyen.vanhuan.istu@gmail.com, ^bzsa@istu.edu

Received 29.12.2015, accepted 25.01.2016

The computer simulation results for bending stiffness of long-length parts like shafts and axis are introduced. The influence of tangential and radial residual stresses on the maximum value of rod parts' stiffness is considered. The formation of tangential residual stresses in the surface layers of a certain thickness is found to improve the stiffness of shafts. Tangential compressive residual stress in the inner layers in the presence of thin surface layers ($t/R < 0.3$) contribute to increase the stiffness of long shafts. Thus, the stiffness of shafts can be increased by 1.2-1.5 times depending on the operating voltage and the size of the layers in which they are distributed. The role of the radial residual stress is insignificant, so when studying the influence of residual stresses on the stiffness of long-length shafts, the radial stress can be neglected. The obtained results allow explaining a number of experiments on shaft hardening by surface plastic deformation. To increase the stiffness of shafts, it is advisable to use embracing surface plastic deformation, where it is possible to form the necessary residual stresses over the entire volume. It should be emphasized that the only case, when changing the bending stiffness of long-length shafts due to the formation of residual stresses is acceptable, is when there is an opportunity to create deeper fields of their distribution.

Key words: tangential residual stress; radial residual stress; low-stiff shaft; maximum deflection; bending stiffness.

Введение

Создание новых прочных конструкционных материалов позволяет изготавливать стержневые детали типа валов и осей с меньшим поперечным сечением. Прочность при этом сохраняется, а жесткость падает, так как тонкий и длинный стержень имеет низкую устойчивость при действии продольной силы и малую изгибную жесткость от поперечной нагрузки. В связи с этим представляет особую актуальность задача повы-

шения жесткости и устойчивости маложестких валов (к маложестким относятся валы, длина которых в десять раз и более превышает их диаметр [6; 8]). Данные валы широко применяют в транспортной и сельскохозяйственной технике, водных судах и металлорежущих станках, в разнообразных механизмах горнорудного и текстильного оборудования).

Изгибная жесткость стержня представляет собой сопротивление искривлению при поперечном воздей-

ствии. Малая изгибная жесткость стержневых деталей вызывает существенные проблемы при их обработке и сборке, поэтому такие детали относятся к нетехнологичными. При деформационном упрочнении длинномерных мало жестких валов и тонкостенных цилиндров возникают деформации и прогибы, для предотвращения которых приходится жертвовать производительностью технологического процесса.

Изгибная жесткость длинномерных деталей зависит от условий нагружения, геометрии изделия и физико-механических свойств материала. В реальных конструкциях, когда заданы условия нагружения и геометрические параметры, изменить жесткость изделий можно только за счет варьирования физико-механических свойств материала, а если задан конкретный материал, то для управления жесткостью остается только модуль упругости (E или G). Однако в ряде работ [1; 2; 9; 10; 12; 19; 20] установлено, что модуль упругости при обычных температурно-силовых условиях практически не изменяется. Поэтому в настоящее время жесткость изделия может быть повышена только конструктивными мерами.

Основной проблемой при изготовлении мало жестких деталей типа валов является наличие в материале значительного уровня и неравномерного распределения внутренних остаточных напряжений [3; 11; 13; 14; 16], появление которых в значительной мере обусловлено технологическими причинами. Остаточные напряжения возникают практически при всех технологических

процессах обработки детали. В отличие от временных напряжений остаточное напряжение сохраняется во времени. Причины образования остаточных напряжений многообразны: неоднородность пластической деформации и температурного поля, фазовые превращения и т. д. [6].

Исследованиями многих отечественных и зарубежных ученых доказано существенное влияние остаточных напряжений на условия эксплуатации и срок службы деталей [4–6; 15; 17; 18], износостойкость, коррозионную стойкость, разрушение, статическую и циклическую прочность, стабильность формы деталей, ударные нагрузки. Обычно наличие в деталях остаточных напряжений считают отрицательным фактором, но в некоторых случаях такие напряжения могут быть полезными (повышают предел упругости и выносливости системы, коррозионно-механическую и коррозионную стойкость и т. п.). В работе [7] рассмотрено влияние осевых остаточных напряжений на изгибную жесткость длинномерных изделий, а целью данного исследования стала зависимость изгибной жесткости упрочненных валов от тангенциальных и радиальных остаточных напряжений.

Моделирование изгибной жесткости валов при воздействии тангенциальных остаточных напряжений. Рассмотрим деформацию стального гладкого длинномерного вала длиной l , диаметром d под действием поперечной нагрузки F (рис. 1).

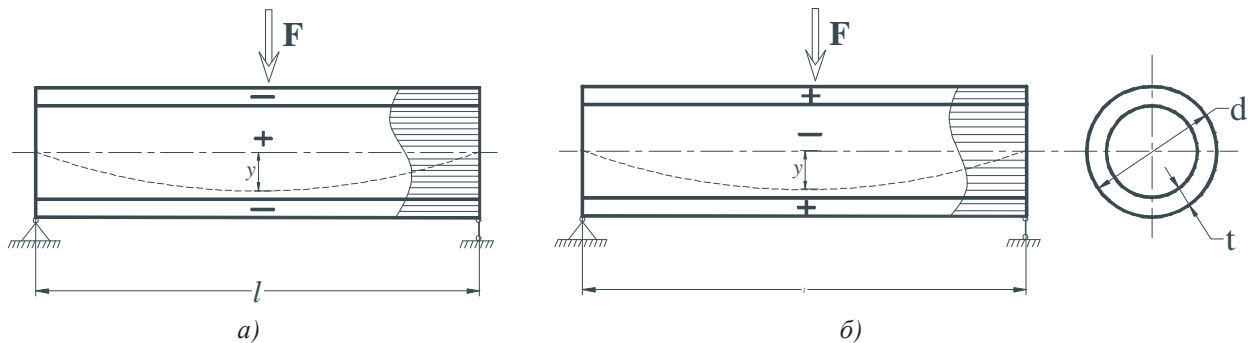


Рис. 1. Схемы для определения влияния тангенциальных остаточных напряжений на жесткость длинномерных валов: *a* — схема растяжения; *б* — схема сжатия

Для моделирования изгибной жесткости валов в зависимости от величины и характера распределения тангенциальных остаточных напряжений использованы две схемы: остаточные напряжения сжатия в поверхностных слоях и напряжение растяжения во внутренних слоях (рис. 1*a*); остаточные напряжения растяжения в поверхностных слоях и напряжение сжатия во внутренних слоях (рис. 1*б*). По результатам экспериментального определения остаточных напряжений в заготовках длинномерных валов, которые часто изготавливают из калиброванной стали, было установлено, что тангенциальные остаточные напряжения на поверхности и в центральной зоне в первом приближении равны по величине и противоположны по знаку [6]. На основании этого модель вала представляет собой составной цилиндр, состоящий из сердечника и оболочки (втулки), подвергающихся действию разных напряжений.

Аналитический расчет прогиба стержня вычисляется методом Коши – Крылова [3]. Приближенное дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня имеет вид:

$$C \frac{d^2 y}{dz^2} = M_x(z), \quad (1)$$

где M_x — изгибающий момент; y — прогиб вала; $C = EI_x$ — жесткость вала при изгибе.

Решая уравнения (1) для схемы нагружения (рис. 1), получим формулу изгибной жесткости вала:

$$C = \frac{Fl^3}{48y_{\max}}. \quad (2)$$

Для определения изменения прогиба вала в зависимости от действия тангенциальных остаточных напряжений использован пакет программ Ansys.

Результаты изменений изгибной жесткости вала диаметром 16 мм и длиной 500 мм (материал — сталь 45, $\sigma_T = 360$ МПа) под действием поперечной нагрузки 250 Н в зависимости от величины и распределения

остаточных напряжений и толщины слоев t показаны на рис. 2 и 4. Жесткость определялась в середине вала, где имеет минимальное значение.

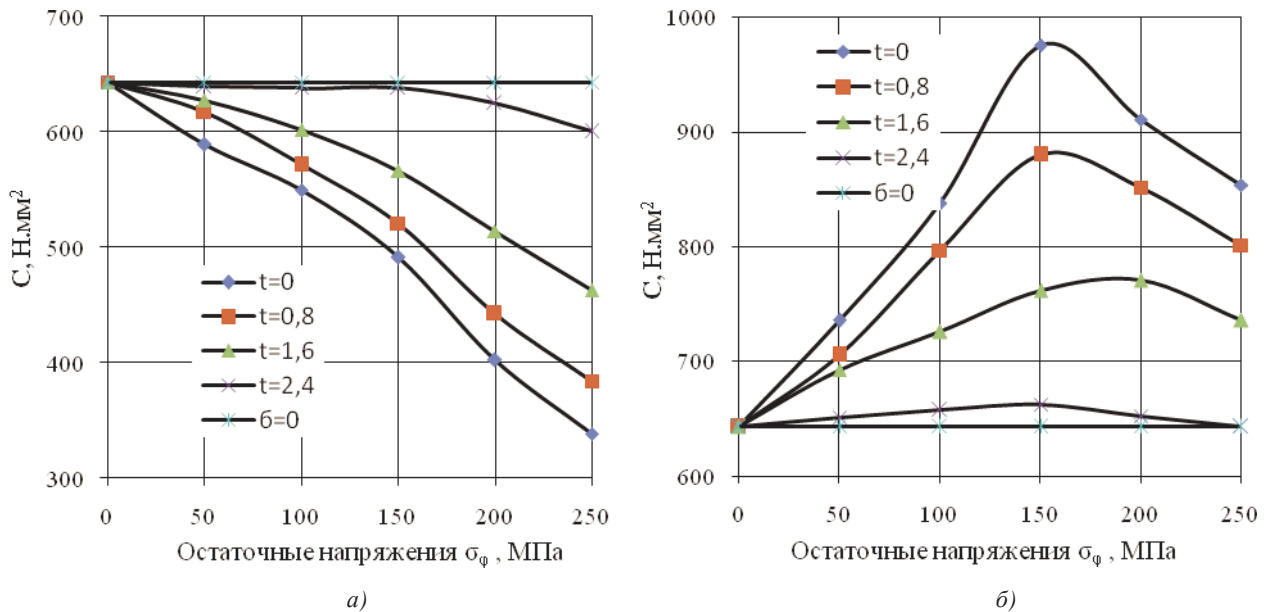


Рис. 2. Изменение изгибной жесткости вала в зависимости от величины и знака остаточных напряжений в тонких поверхностных слоях: а — схема растяжения; б — схема сжатия (рис. 1)

На рис. 2 представлены результаты моделирования изгибной жесткости вала при действии тангенциальных напряжений разного знака и разной толщины слоев, в которых они распределяются.

Как и следовало ожидать, если вал полностью (по всему сечению, $t = 0$) сжимается тангенциальной силой (рис. 2б), то жесткость будет максимальной. При формировании поверхностных слоев с напряжениями растяжения жесткость вала уменьшается. При некоторой толщине слоя ($t/r < 0,3$) жесткость резко возрастает. При увеличении максимальных остаточных тангенциальных напряжений до 150 МПа жесткость увеличивается, затем резко уменьшается.

На рис. 3 показано обобщенное напряженное состояние при совместном действии рабочих и остаточных напряжений ($\sigma_\phi = 150$ МПа). Полученные результаты расчета позволяют объяснить причину перегиба кривых на рис. 2б. В этом случае результирующие напряжения при $\sigma_\phi = 150$ МПа достигают предела текучести материала, и изделие теряет изгибную жесткость.

Таким образом, для повышения жесткости валов целесообразно формировать в поверхностных слоях напряжения растяжения до определенного значения, а в центральной зоне — напряжения сжатия. При этом жесткость валов можно увеличить в 1,2–1,5 раза в зависимости от величины действующих напряжений и размера слоев, в которых они распределяются.

С увеличением толщины поверхностных слоев, в которых действуют остаточные напряжения, жесткость валов значительно увеличивается при наличии остаточных напряжений сжатия и снижается при действии напряжений обратного знака. Результаты расчетов показывают, что при формировании тангенциальных остаточных напряжений сжатия можно увеличить жесткость в 2–2,5 раза по сравнению с жесткостью валов, в слоях которых формируются остаточные напряжения растяжения.

Если слой, в котором формируются остаточные напряжения, становится значительным ($t/R > 0,3$) по толщине, то влияние остаточных напряжений на жесткость вала меняется на противоположное (рис. 4). Например, если в центральной части вала были остаточные напряжения сжатия, а в поверхностных слоях сформировались остаточные напряжения растяжения, то их влияние на жесткость вала было бы незначительным.

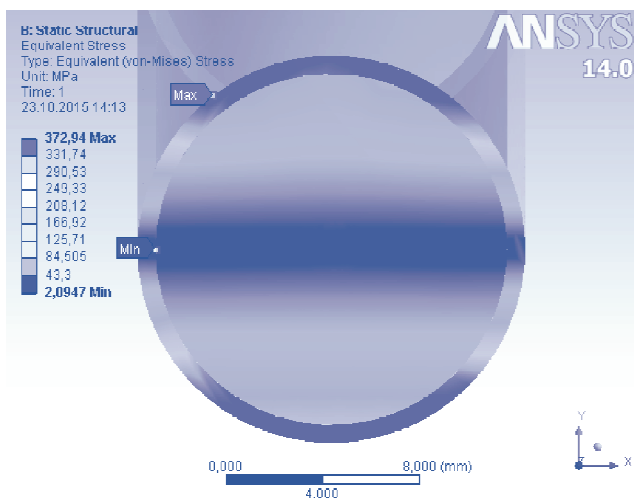


Рис. 3. Обобщенное напряженное состояние при совместном действии рабочих и остаточных напряжений $\sigma_\phi = 150$ МПа

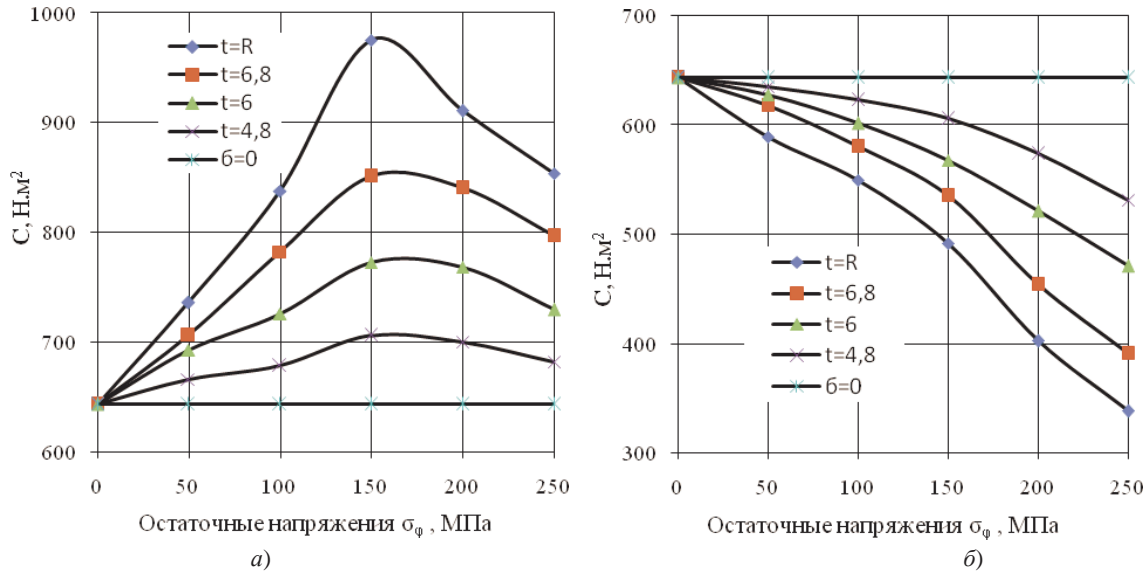


Рис. 4. Изменение изгибной жесткости вала в зависимости от величины и знака тангенциальных остаточных напряжений при толстых поверхностных слоях: *а* — схема растяжения; *б* — схема сжатия (рис. 1)

Изменение изгибной жесткости вала в зависимости от толщины поверхностного слоя и характера распределения тангенциальных остаточных напряжений показано на рис. 5 ($F = 250$ Н; $l = 500$ мм; $d = 16$ мм).

При постоянной величине тангенциальных остаточных напряжений значение изгибной жесткости вала нелинейно зависит от толщины поверхностного слоя.

При наличии тонких поверхностных слоев остаточные напряжения сжатия существенно увеличивают жесткость валов, а остаточные напряжения растяжения уменьшают значение жесткости. При наличии толстых слоев остаточные напряжения действуют в обратном направлении.

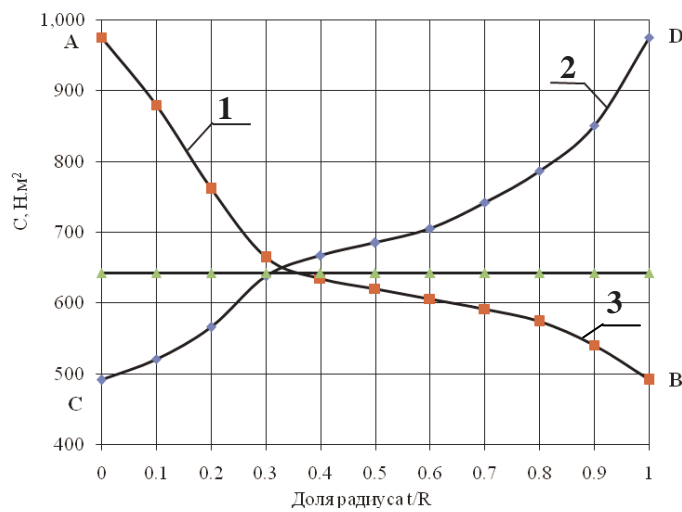


Рис. 5. Изменение изгибной жесткости вала в зависимости от толщины поверхностного слоя ($\sigma_\phi = 150$ МПа): 1 — схема сжатия; 2 — схема растяжения; 3 — деформация при отсутствии внутреннего напряжения

На рис. 5 точка *A* соответствует деформации вала, когда полностью действует напряжение сжатия (-150 МПа), точка *B* соответствует жесткости, при которой поверхностный слой с тангенциальными остаточными напряжениями растяжения достигает толщины, равной радиусу вала. Точка *C* соответствует деформации, при которой вал растягивается тангенциальным напряжением ($+150$ МПа), поверхностный слой в данном случае отсутствует, а в точке *D* этот слой также достигает радиуса вала. Соотношение $t/R = 0,3$ соответствует равенству площадей кольца и круга, поэтому тангенциальные напряжения не влияют на жесткость валов.

Влияние радиальных остаточных напряжений на изгибную жесткость валов. По результатам экспериментального определения остаточных напряжений в заготовках длинномерных валов, которые часто изготавливают из калиброванной стали, было установлено, что радиальные остаточные напряжения на поверхности равны нулю и достигают максимума в центральной зоне [6]. Для моделирования изгибной жесткости валов в зависимости от величины и характера распределения радиальных остаточных напряжений использованы две схемы: остаточное напряженное состояние сжатия (рис. 6а); остаточное напряженное состояние растяжения (рис. 6б).

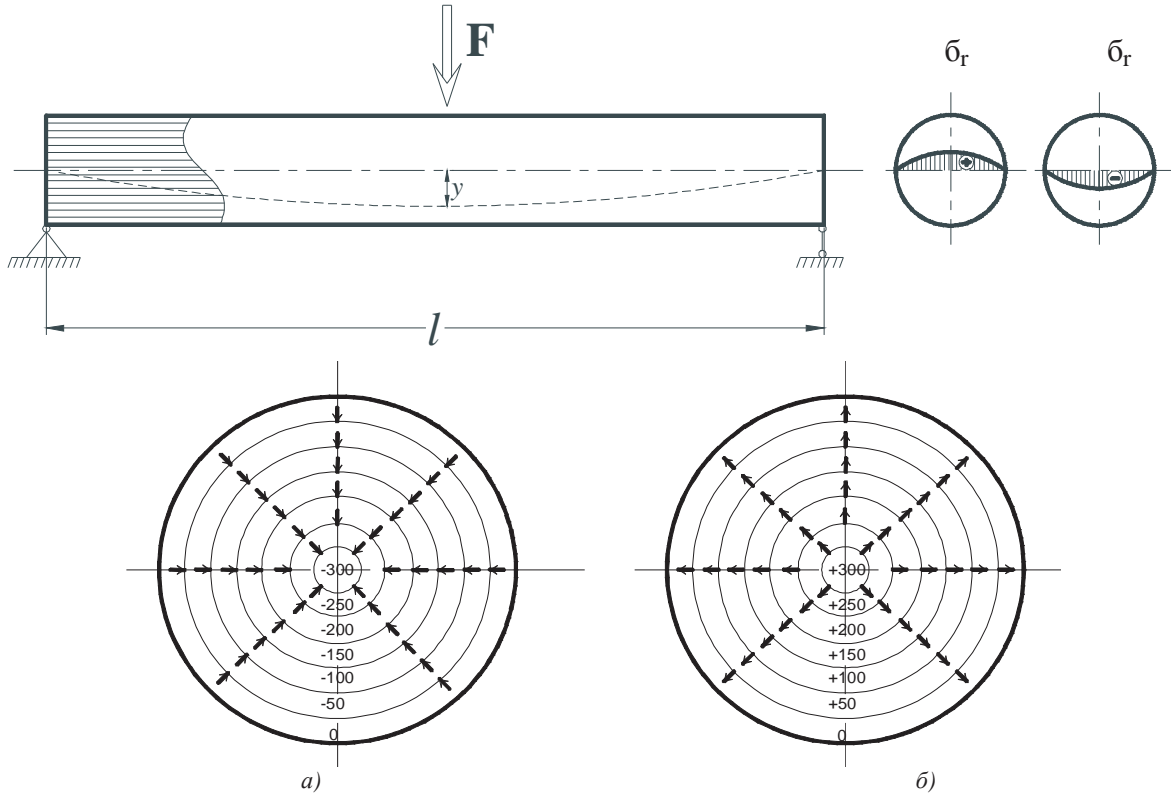


Рис. 6. Схемы для определения влияния радиальных остаточных напряжений на жесткость длинномерных валов: *a* — схема сжатия; *б* — схема растяжения

Результаты изменений изгибной жесткости вала диаметром 16 мм и длиной 500 мм (материал — сталь 45, $\sigma_T = 360$ МПа) под действием поперечной нагруз-

ки 250 Н в зависимости от радиальных остаточных напряжений показаны на рис. 7.

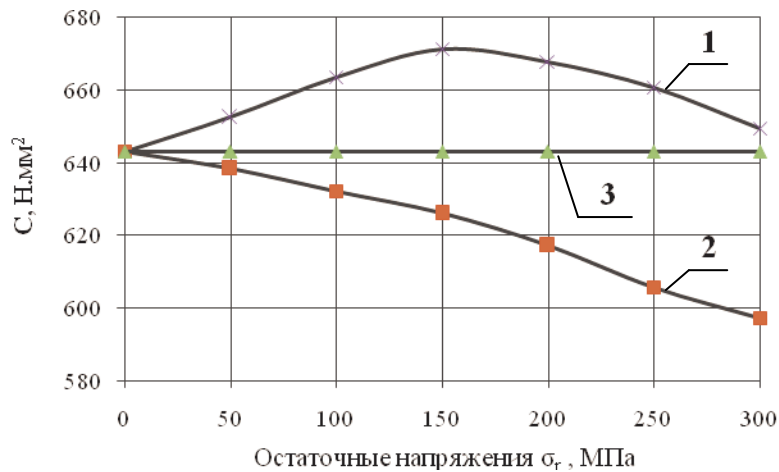


Рис. 7. Изменение изгибной жесткости вала в зависимости от величины и знака радиальных остаточных напряжений: 1 — схема сжатия; 2 — схема растяжения; 3 — при отсутствии остаточных напряжений

Результаты расчета показали, что радиальные остаточные напряжения сжатия позволяют увеличивать жесткость валов, а напряжения растяжения ухудшают жесткость, но величина этих изменений небольшая (до 3%). Поэтому при исследовании влияния остаточных напряжений на жесткость длинномерных валов радиальными напряжениями можно пренебречь.

Полученные результаты моделирования изгибной жесткости валов являются основанием для выбора эффективного процесса упрочняющей обработки. Так, широко распространенные отделочно-упрочняющие

процессы обкаткой шариком, роликом, диском, алмазное выглаживание и другие будут малоэффективными, если решается вопрос о повышении жесткости детали. Эти методы обработки формируют в поверхностных слоях остаточные напряжения сжатия, и, хотя они иногда достигают значительной величины и действуют в небольшом поверхностном слое, возникающие при этом растягивающие напряжения в центральных слоях весьма малы и не достигают центральной зоны поперечного сечения. Для повышения жесткости валов в этом случае целесообразно использовать охватываю-