

Д.т.н., проф.Плахтин В.Д., к.т.н., доц. Димитрюк С.О.,

к.т.н., доц. Ивочкин М.Ю.

Московский государственный открытый университет

Исследования шарнира шарового шпинделя стана 250

Развитие металлургии тонколистового проката требует повышения эффективности использования технологических машин при высоком качестве листа. Любой механизм или его звено может оказать существенную роль в обеспечении качества продукции или надежности технологических машин. При эксплуатации стана 250 на ОАО "Северсталь" (г. Череповец) выявилась его особенность, что при увеличенных углах перекоса шарового шпинделя наблюдалось увеличение волнистости листа, а также повышение случаев поломки обоймы шпинделя. Потребовалось определить опасные режимы работы шпинделя и предоставить для инженерных сотрудников простые инструменты для принятия технических решений и планирования технологических операций. Целью исследований ставилось определение безопасных режимов работы шпинделя прокатного стана по параметру плавности движения и безопасного напряженно-деформированного состояния обоймы шпинделя.

Современное развитие вычислительных средств позволяет исследовать поведение механизмов на основе их электронных аналогов (3D-моделей). Одним из таких инструментов является программный комплекс T-FLEX, который содержит в своем составе, среди прочих, необходимые для выполняемых работ три модуля: T-FLEX CAD, T-FLEX Динамика, и T-FLEX Анализ. Зачастую полученные в подобных системах результаты дают более обширную картину происходящих процессов, чем это может дать натурный эксперимент. Что дает больше инструментов для оптимизации конструкций и в целом большее представление об их состоянии и «критических» параметрах эксплуатации. Проведение натурного эксперимента позволяет получить «точку достоверности», т.е. некоторые возможные для натурного эксперимента результаты. При комплексном подходе к исследованиям становится возможным получать необходимую «точку достоверности» не по результатам специально планируемых экспериментов, а по измеренным параметрам текущих технологических процессов. При типовых исследованиях, когда достоверность модели не вызывает сомнений, численные методы позволяют отразить более детальную и плавную картину работы механизмов, по всему исследуемому диапазону параметров, без сомнений о ее достоверности. При этом экономятся значительные средства и время.

Для проведения исследований была использована пространственная параметрическая модель шпинделя (рис.1). Предварительные расчеты показали, что в условиях равномерного распределения сил между шарами шпинделя, его обойма имеет многократный запас прочности при заданной нагрузке. Поломка

шпинделя явно была причиной неравномерной работы шариков в зацеплении, а возможно и их подклинивание. Для выяснения картины происходящих процессов необходимо было определить возникающую неравномерность нагружения. Поэтому потребовалось трехэтапное моделирование, включающее геометрический, динамический и прочностной анализ модели шпинделя. Для этой цели наилучшим образом подходил, проверенный временем, комплекс систем T-FLEX, имеющий необходимые приложения. Кроме этого, комплекс прост в использовании, что обусловлено модульным разделением приложений по задачам, но при этом сохраняется общий формат данных и их ассоциативность. Это оказалось определяющим при выборе. Рассматривались и другие системы, но по параметрам простоты и ассоциативности они не удовлетворяли требованиям. Смысл этапов расчета заключался в следующем:

1. Построение трехмерной модели шпинделя и определение возможных углов перекоса обоймы относительно вала шпинделя при геометрическом (без нагрузки) замыкании в системе T-FLEX CAD;

2. В системе «T-FLEX Динамика» для различных углов перекоса определяли силы контактного взаимодействия шаров с пазами обоймы и схему нагружения обоймы для расчета напряженно-деформированного состояния, т.е. с какой силой и в какой точке/направлении действует каждый шар. Также в этом модуле определяли неравномерность движения шпинделя при различных углах перекоса;

3. В системе конечно-элементного анализа «T-FLEX Анализ», по найденной в "T-FLEX Динамике" схеме нагружения, определяли напряженно-деформированное состояние и максимально допустимый крутящий момент.

При исследованиях определяли динамику и напряжения в материале обоймы при различных углах перекоса. Расчет напряженно-деформированного состояния проведен из условия передачи максимального крутящего момента $M_{кр} = 36 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Для этих условий эквивалентные допускаемые напряжения для материала обоймы сталь 40ХН составляют $[\sigma_3] = 256 \text{ Н/м}^2 (2560 \text{ кг/см}^2)$.

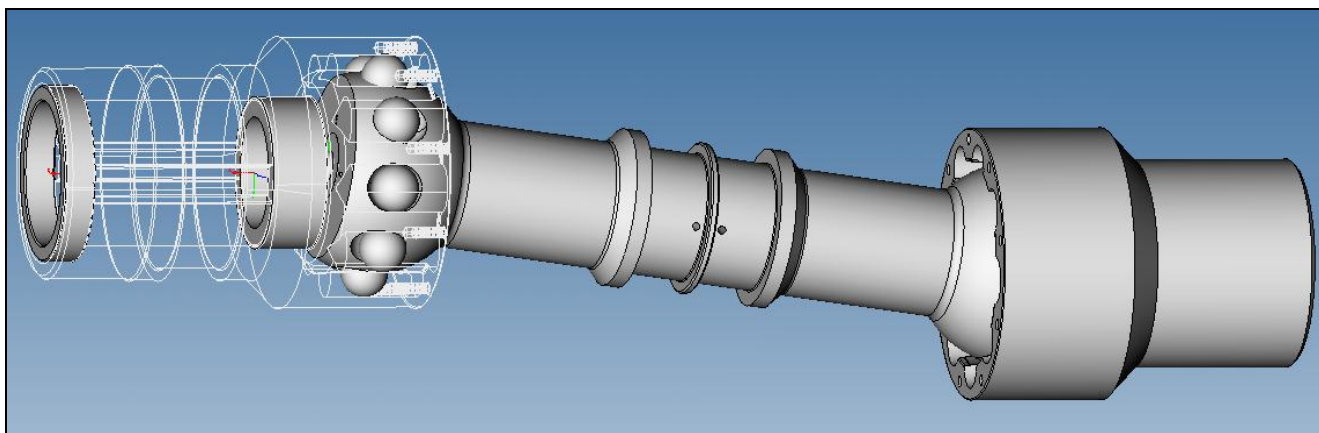


Рис. 1. Пространственная параметрическая модель шпинделя

В соосном положении обоймы и вала шпинделя (угол перекоса $\alpha = 0^\circ$) нагружение шаров является равномерным по окружности зацепления. В этом

положении прочность шпинделя ограничивается прочностью трещин втулки, соответствующей ранее определенному максимально допустимому крутящему моменту 86,2 кН·м. Цветовая эпюра распределения напряжений по объему обоймы, построенная системой «Т-FLEX Анализ», представлена на рисунке 2. Видно что, шаровое зацепление в соосном положении удовлетворяет условиям прочности обоймы с многократным запасом.

При геометрическом замыкании шаров с пазами обоймы и втулки с перекосом обоймы относительно вала шпинделя геометрические условия зацепления в шаровой муфте с прямыми цилиндрическими пазами обеспечивают постоянство контакта между нагруженными звеньями (между шарами и пазами обоймы и головки вала). Это условие выполняется благодаря перекачиванию шаров без скольжения вдоль пазов до угла перекоса равного $4,5^\circ$. При этом положение центров шаров определяется пересечением биссектрисы угла между осями пазов обоймы и вала и биссектрисы угла между нормалью к оси вала в соосном положении и в состоянии перекоса.

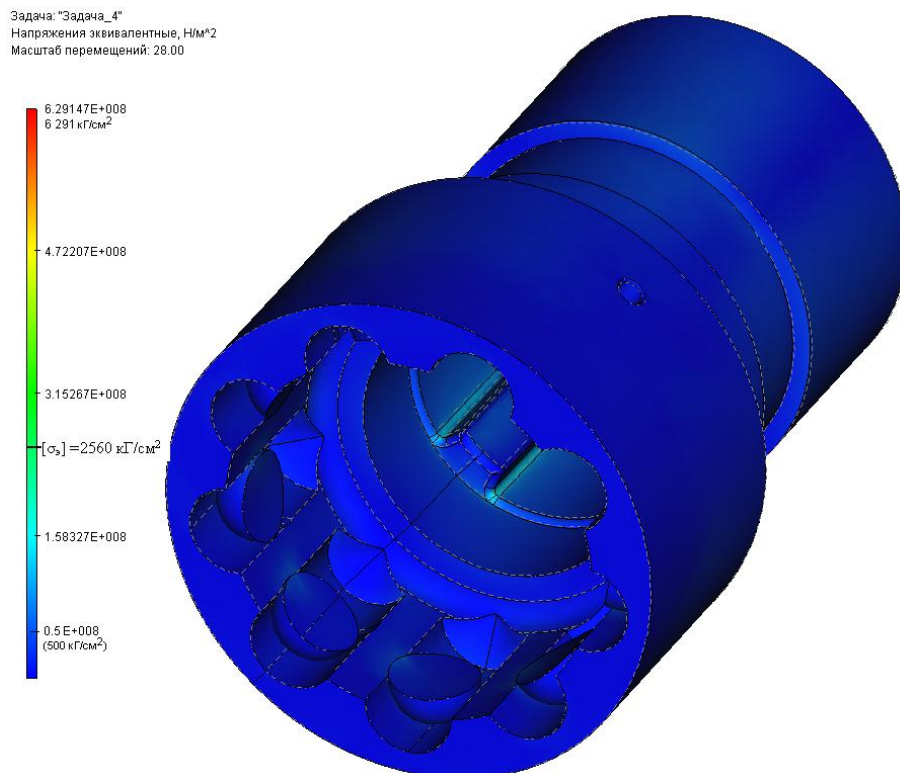


Рис. 2. Распределение напряжений в обойме при ее соосном положении с валом шпинделя и номинальном крутящем моменте 36 кН·м (слева цветовая шкала напряжений; справа – распределение напряжений в обойме)

Из-за больших крутящих моментов, передаваемых шарниром, он выполнен без сепаратора, поэтому при передаче крутящего момента с перекосом обоймы относительно вала на некоторый угол бóльший угла трения под действием выталкивающих сил P от реакций R_o со стороны пазов обоймы и R_v со стороны головки вала происходит скольжение шаров (рис. 3). Скольжение возможно вплоть до упора шара в ограничительную сферическую поверхность паза головки вала. В результате, происходит нарушение геометрического условия постоянства контакта шаров с пазами. Нагрузка на шары становится

неравномерной, поскольку часть шаров может выйти из зацепления. Определить это состояние какой либо аналитической системой практически невозможно, а для ручного расчета пришлось бы привлечь НИИ. С задачей достаточно просто справилась система «Т-FLEX Динамика». Правда при построении расчетной и верификационной моделей приходилось активно консультироваться с разработчиками, но результата удалось добиться малыми силами и в короткий срок.

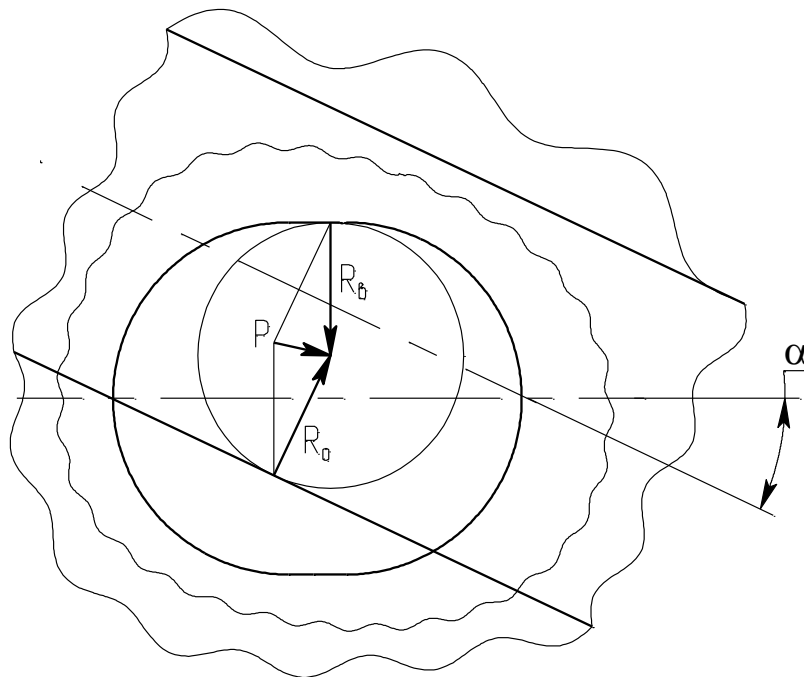


Рис. 3. Положение шара между пазами обоймы и втулки при перемещении со скольжением под действием выталкивающих сил (реакций R_0 и R_b).

Динамический анализ показал, что при угле перекоса свыше некоторого значения наступает резкое увеличение нагрузок на шары и напряжений в материале обоймы, которое может привести к её разрушению. Поэтому при исследованиях определяли критический угол перекоса, при увеличении которого нагрузки превышают допустимые (для материала обоймы $[\sigma_3] = 2560 \text{ кГ/см}^2$).

Для выполнения расчетов в условиях неравномерного нагружения шаров была разработана схема нагружения обоймы, с помощью которой проводили исследования ее напряженно деформированного состояния, определяли напряжения в материале обоймы и критические (допустимые) углы перекоса α при максимальном крутящем моменте равном $36 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ($3,6 \text{ т}\cdot\text{м}$).

Динамический анализ шарнира шпинделя, состоящего из обоймы, вала и расположенных между ними шаров, был проведен также на построенной трехмерной модели Т-FLEX.

Исходные данные для расчета: крутящий момент на валу шпинделя, скорость вращения шпинделя, диапазон углов перекоса α ($1^\circ - 7^\circ$), коэффициент трения скольжения в парах шар-обойма и шар-вал ($0,01$).

В результате динамического анализа в системе «Т-FLEX Динамика» были определены силы, действующие на шары и соответственно на пазы обоймы по окружности зацепления за 1 оборот шпинделя. На рисунке 4 представлены

графики нагрузок от шара на паз обоймы за один оборот шпинделя (от 0° до 360°) при углах перекоса обоймы относительно шпинделя 3° , 5° и 7° . На графиках также указаны численные значения максимальных нагрузок. Такой характер нагружения пазов обоймы создают последовательно все 9 шаров шарнира при работе шпинделя.

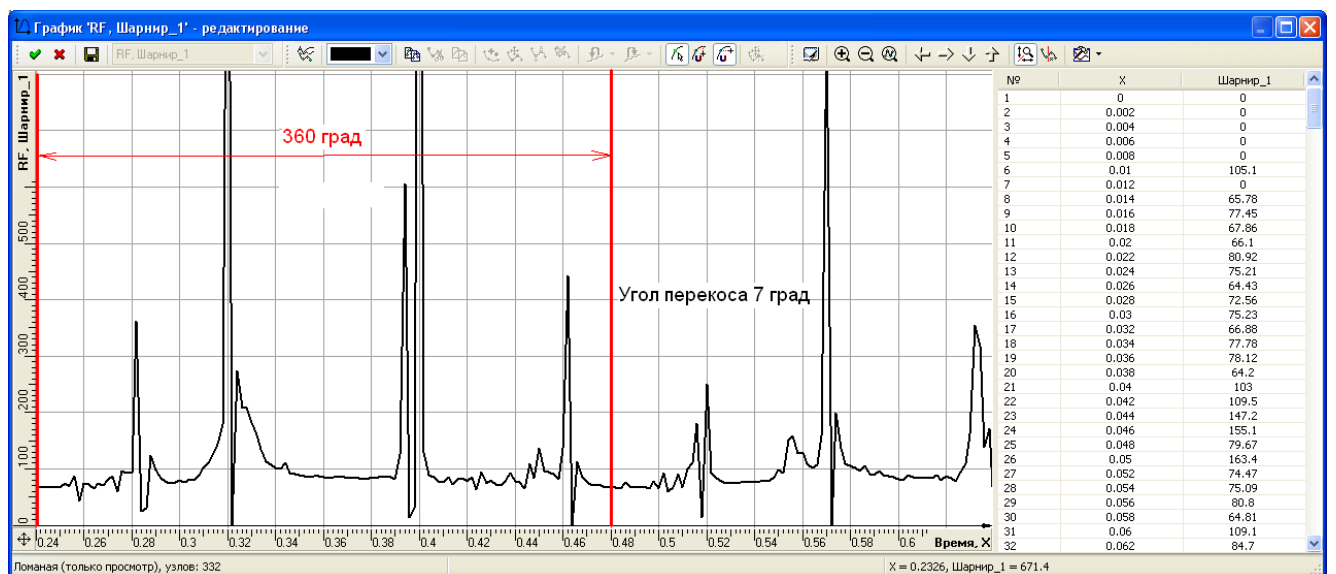
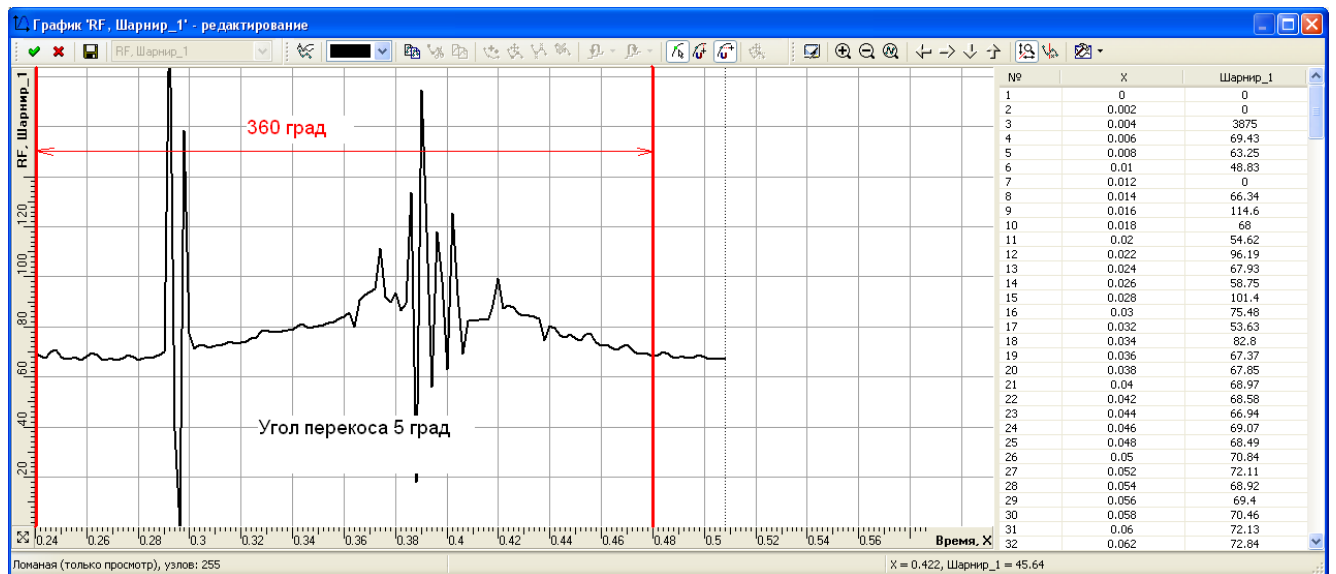
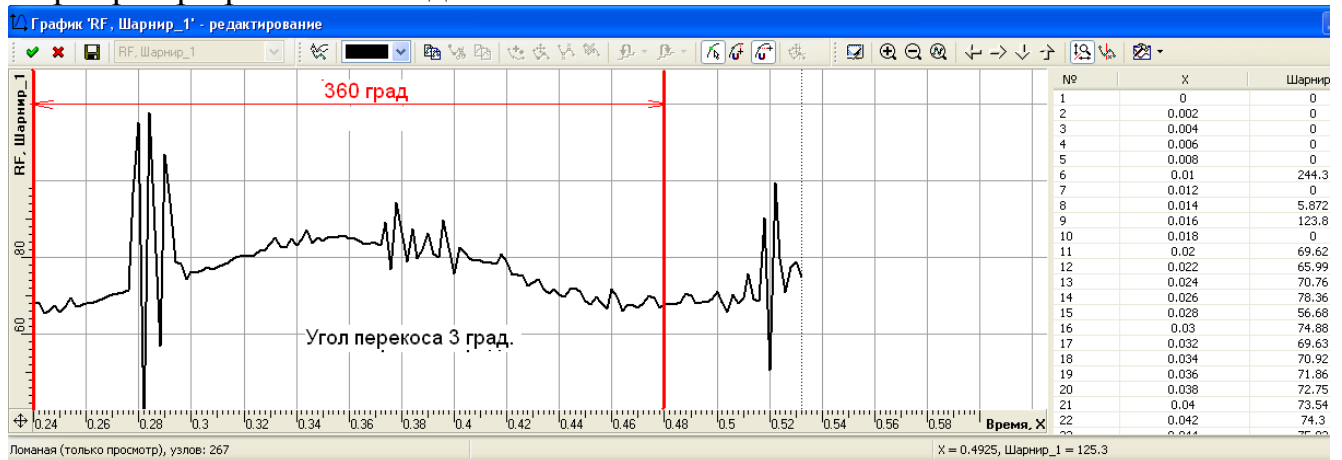


Рис 4. Распределение нагрузки, действующей на шар за один оборот шпинделя от 0 до 360° (масштаб величин разный, см. на шкалу справа).

На рисунке 5 показаны круговые диаграммы распределения этих нагрузок. На диаграмме в виде окружностей представлены значения максимально допустимой нагрузки на шары 175 кН, соответствующей области допустимых нагрузок при работе шарового шпинделя, и нагрузки равной нулю. Нагрузка 175 кН является оценочной и соответствует $[\sigma_s] = 2560 \text{ кГ/см}^2$. Диаграмма для каждого "виртуального" испытания автоматически строилась в T-FLEX CAD по графикам «T-FLEX Динамика», для этого использовали специальный индикатор, дающий отсечку графика в исходной точке каждого оборота?

Из рисунка 5 следует, что при увеличенных углах перекоса нагружение пазов обоймы каждым шаром на окружности зацепления имеет два явно выраженных периода нагружения в пределах углов поворота шпинделя 15°-50° и 192°-220°. В других положениях шары мало нагружены. Следовательно, при работе шпинделя крутящий момент от вала к обойме передается в основном двумя шарами, периодически входящими в пределы указанных углов нагружения и расположенными примерно на центральном диаметре в пределах этих углов со смещением диаметра примерно на 15°-20° от исходного (вертикального) положения при 0° по окружности зацепления.

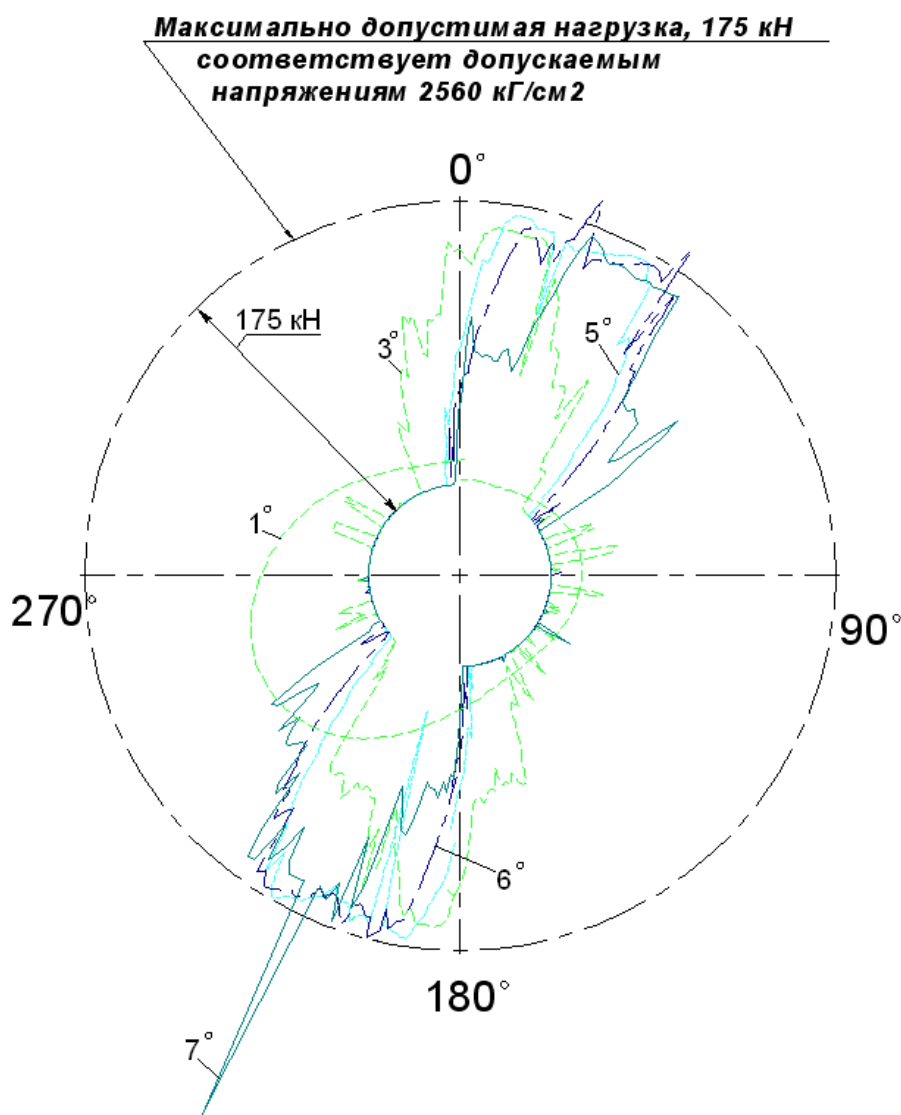


Рис. 5. Круговая диаграмма сил, действующих на шар, за один оборот шпинделя при углах перекоса α 1°, 4°, 5°, 6°, 7°

На основании анализа динамики работы шпинделя получены графики распределения динамических нагрузок на шары и соответственно на пазы обоймы при заданных углах перекоса. Было показано, что конструкция шарового шпинделя не позволяет достичь равномерной передачи крутящего момента через все шары и пазы обоймы по окружности зацепления при углах перекоса больше 2,5°.

На основании диаграммы для каждого угла перекоса, определяли положение обоймы для анализа прочности, исходя из максимальной нагрузки на паз № 1. Для других шаров в найденном положении нагрузка определялась по диаграмме. Так для угла перекоса 3° максимальная нагрузка на паз составляет 148 кН, для угла 5° -- 170 кН, для угла 7° -- 267 кН. На больших углах перекоса подклинивание шпинделя, что было видно по направлению векторов действия нагрузок при "прокрутке" результатов расчета «Т-FLEX Динамики». Вообще наглядность происходящих процессов является неоспоримым преимуществом систем.

На основании результатов расчета в модуле «Т-FLEX Анализ» напряженно-деформированного состояния обоймы для углов перекоса от 1° до 7° были получены: цветовые эпюры распределения напряжений (для углов перекоса 5° и 7° приведены на рисунках 6 и 7), распределения коэффициента запаса прочности, распределения деформаций обоймы.

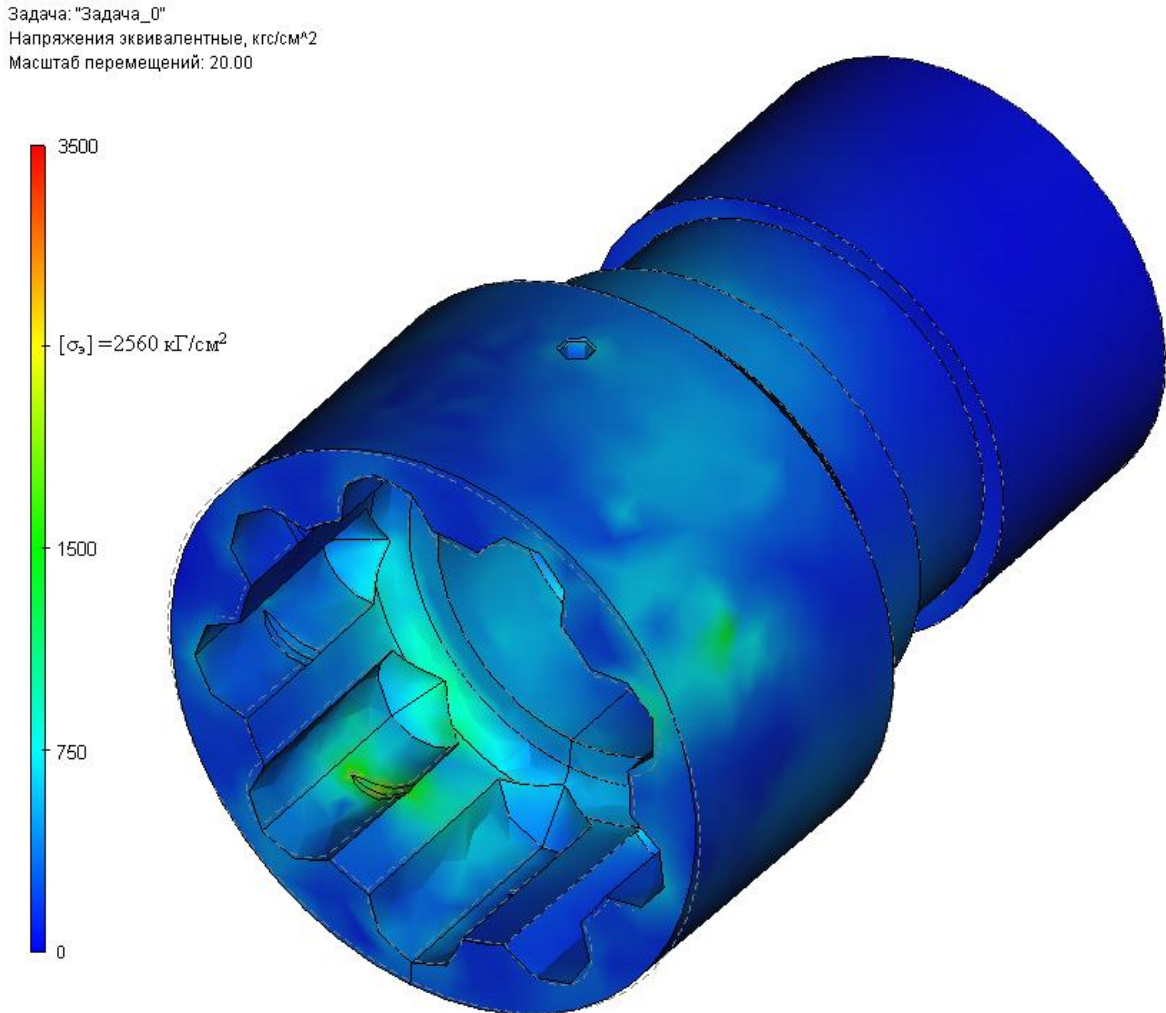


Рис. 6. Распределение напряжений в обойме при угле перекоса относительно вала шпинделя 5°

Задача: "Задача_0"
 Напряжения эквивалентные, кГ/см^2
 Масштаб перемещений: 20.00

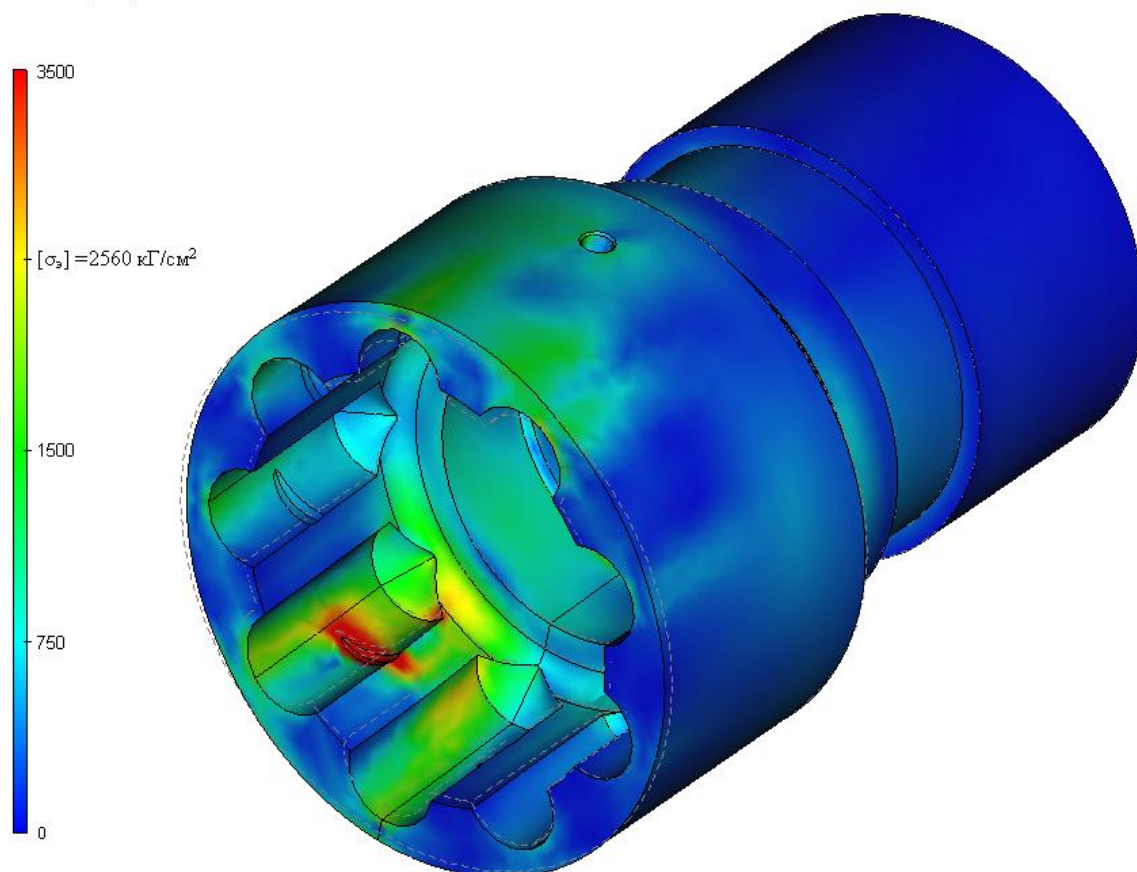


Рис. 7. Распределение напряжений в обойме при угле перекоса относительно вала шпинделя 7°

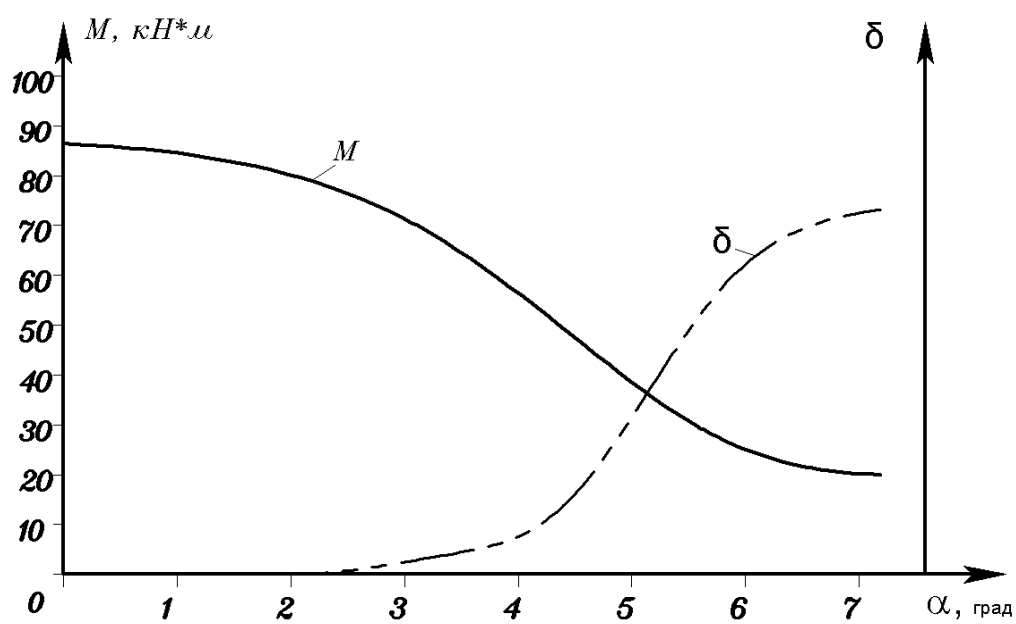


Рис. 8. График нагрузочной способности шарнира M и коэффициента неравномерности вращения δ от угла перекоса α

Исследования позволили создать простой инструмент для принятия решений при эксплуатации стана и разработки технологических процессов, что позволило оптимизировать переналадки и повысить эффективность использования оборудования. По сути, результаты исследований свелись к простым графикам: нагрузочной способности шарнира от угла перекоса и коэффициента неравномерности вращения от угла перекоса рис 8. При кажущейся простоте этих графиков, их параметры определены с достаточной надежностью для принятия технических решений. Определить их, используя только результаты промышленных наблюдений проблематично. А что будет происходить при изменении используемой смазки, и иным коэффициентом трения скольжения? Возможно ли применять смазку отличную от рекомендуемой зарубежными компаниями, без опаски? Очевидно, что натурные исследования обойдутся многократно дороже экономии на смазке и сроках поставки. Однако, на эти непростые вопросы также можно получить ответ достаточно быстро, используя комплексные инструменты исследования механизмов на базе систем T-FLEX.