

УДК 621.01

Н. В. Нижник к.т.н.

Севастопольский Национальный Университет Ядерной Энергии и Промышленности

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ ГЛАВНОЙ ЛИНИИ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЗОК

У даній роботі представлено стислий огляд комплексу програм, що розроблений для розрахунків обертальних коливань універсальних шпинделів головної лінії прокатних станів з індивідуальним приводом, в основу якого покладено уточнений метод моделювання нестационарних навантажень у системах із розподіленими параметрами. Методика дозволяє визначити динамічні навантаження, що діють на елементи шпинделя в залежності від часу захоплення металу валками та довжини шпинделя, описують характер зміни навантаження по довжині валу шпинделя і характер розподілу напружень на контактних поверхнях шарніру шпинделя.

A brief overview is represented in this work of the programs set for calculation the torsional vibrations of universal spindles of main drive train of rolling mills with the separated drives based on improved method of non-steady loads modeling in the systems with the distributed parameters. Methodology allows determining dynamic loads in the spindle's elements depending on time ramp when rolls catch metal and on spindle length, describes load variations along the spindle shaft and function of stresses distribution on the contact surfaces of spindle joints.

Состояние вопроса. Проведение мероприятий по повышению производительности без снижения долговечности оборудования требует наличия достоверной информации об особенностях нагрузок в наиболее ответственных, нестационарных режимах работы. Обширная база экспериментальных исследований и теоретических разработок привела к необходимости разработки комплексного подхода и универсальных инструментов для расчетов на прочность и динамического моделирования линий приводов машин.

Оценку надежности уникальных машин или механизмов, для которых отсутствуют статистические данные о долговечности и наработках на отказ, целесообразно проводить по критерию вероятности безотказной работы. Для комплексного подхода к анализу надежности оборудования главной линии прокатного стана с индивидуальным приводом используется известная модель «несущая способность – нагрузка» [1]. С позиций надежности трансмиссия привода рассматривается как система с последовательным соединением элементов, безотказность которой определяется безотказностью ее элементов. Повышения надежности механизма можно добиться путем увеличения наработки на отказ отдельных элементов, значения которых определяются фактическими нагрузками. Поскольку измерения в каждом элементе трансмиссии на практике выполнить невозможно, применяются математические модели крутильных колебаний.

Постановка проблемы. Экспериментальная оценка нагрузок в процессе эксплуатации имеет трудности, связанные с размещением датчиков и передачей информации с вращающихся валов. Таким образом, особую важность приобретает задача усовершенствования методов аналитического определения нагрузок на отдельные элементы. В настоящее время широко используются численные, конечно-элементные методы моделирования переходных процессов и традиционный аппарат дискретных упруго-массных систем трансмиссий машин. В данной работе анализируется разработанный алгоритм повышения безотказности оборудования тяжело нагруженной линии привода прокатной клетки, базирующийся на использовании новой динамической модели для оценки реально действующих нагрузок.

Методы решения. Расчетная схема главной линии прокатного стана может быть представлена рядной линейной дискретно-континуальной системой (см. рис. 1), включающей три дискретные массы: рабочего вала, шарниров шпиндельного соединения и ротора двигателя, а также распределенные массы в виде тяжелых валов (вала шпинделя и вала двигателя). Такую систему можно рассматривать как дискретную с распределенными параметрами (дискретно-континуальную или непрерывную).

Исследование движения дискретно-континуальной системы приводит к рассмотрению волновых процессов деформации в сплошной среде при помощи волнового уравнения. Аналитическое решение дискретно-континуальной системы даже для простых схем невозможно провести методом Д'Аламбера или методом характеристик. Следствием этого явилось широкое распространение традиционного дискретного метода моделирования [2].

Для решения волнового уравнения дискретно-континуальных систем необходимо добиться условия ортогональности собственных функций. Данный этап является наиболее трудоемким для дискретно-континуальных систем, и это обстоятельство послужило препятствием для распространения такого подхода к динамическим моделям. Собственные функции не ортогональны, что обусловлено наличием в расчетной схеме помимо распределенных масс дискретных. Разработанная ранее дискретно-континуальная модель [3] была уточнена, определены весовые функции и квадраты норм собственных функций.

Ударное приложение нагрузки, например захват слитка прокатными валками, приводит к разложению задачи определения динамических нагрузок на две – возмущение от внезапного сообщения системе скорости движения и возмущение от приложения нагрузки. Для дискретно-континуальных систем движение описывается однородным волновым уравнением или уравнением свободных колебаний, а в случае внешнего возбуждения - неоднородным волновым уравнением или уравнением вынужденных колебаний.

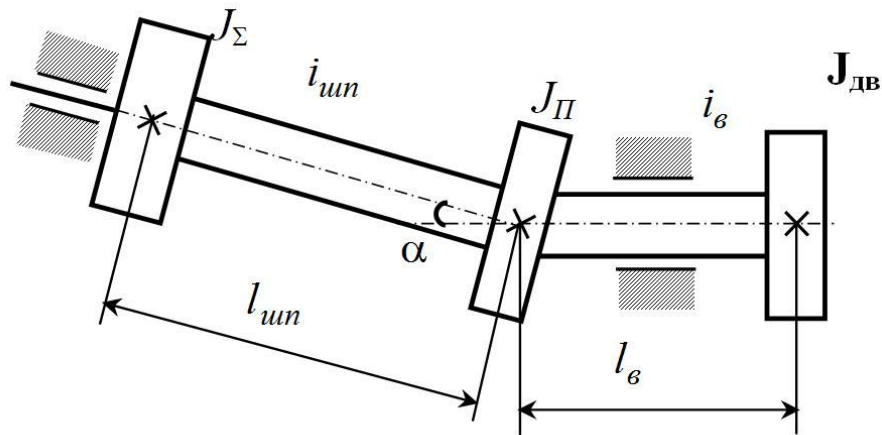


Рис. 1. Расчетная схема главной линии прокатного стана с индивидуальным приводом: где $J_{ДВ}$ – осевой момент инерции ротора двигателя, $i_в$ – погонный осевой момент инерции вала привода, $i_{шп}$ – погонный осевой момент инерции вала шпинделя, $l_в$ – длина вала двигателя, $l_{шп}$ – длина вала шпинделя

Результаты расчетов динамических нагрузок. На основании дискретно-континуальной модели произведен анализ крутильных колебаний линии привода клети 950 обжимного стана с учетом угла перекоса между соединяемыми осями. Решение волнового уравнения найдены путем разложения по собственным функциям (углов закручивания при единичной амплитуде) методом Фурье. Результатом моделирования являются функции углов закручивания и крутящих моментов внутренних усилий по длине вала шпинделя и во времени переходного процесса. Суммирование поверхностей моментов внутренних крутящих усилий при свободных и вынужденных колебаниях системы позволяет установить результирующие поверхности крутящих моментов внутренних усилий и углов закручивания в функции времени переходного режима и длины упругого вала шпиндельного участка (см. рис. 2). Уточнен коэффициент динамичности, который составляет 1,8.

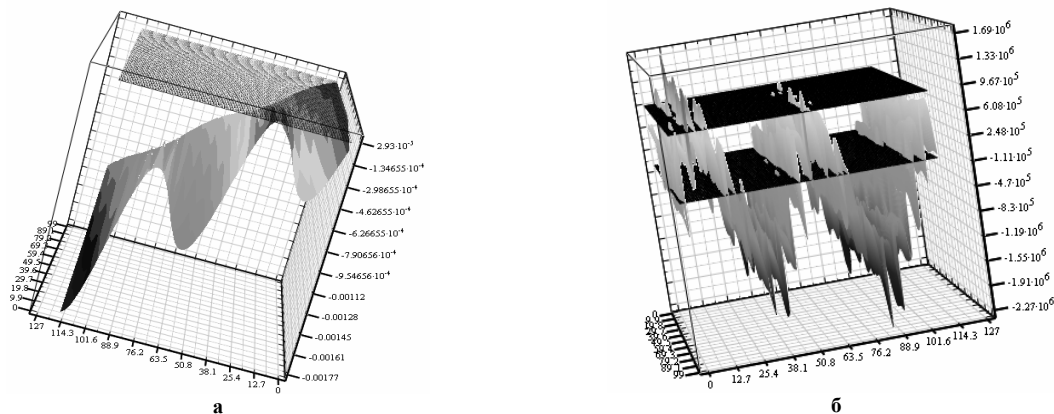


Рис. 2. Углы закручивания (а) и моменты внутренних усилий (б) в различных сечениях по длине шпинделя при крутильных колебаниях

Были определены собственные функции для двух участков упругих валов и получено трансцендентное уравнение, на основании которого получен спектр собственных частот, а также проведено сравнение первых десяти собственных частот континуальной модели с частотами полученными методом конечных элементов (МКЭ) и традиционным дискретным моделированием. Средняя погрешность между аналитическими результатами и результатами расчета МКЭ составляет до 4%. Две низшие собственные частоты дискретной модели больше частот дискретно-континуальной на 5-10%. Исследование собственных частот позволяет производить оценку рациональности упруго-массовых характеристик при проектировании линии привода. Оптимизацию частотных свойств следует проводить путем увеличения отношения второй и первой частоты. Для характеристики главной линии клети 950 эта величина принимает значение 4, что говорит о маловероятном возникновении биений. Стратегия уменьшения динамических нагрузок путем изменения жесткостей валов главной линии, в т.ч. трансмиссий с упругими демпфирующими элементами, или попытка использования предохранительных элементов должна учитывать возможность наступления резонанса. По результатам частотного анализа можно производить оценку резонансных режимов работы машин путем сравнения частот собственных колебаний и частот возмущающих воздействий (погрешностей зубчатых зацеплений, биений валов и т.д.).

Для повышения нагрузочной способности элементов узлов универсальных шпинделей при выполнении расчетов необходимо также знание фактических действующих нагрузок на его элементы. Используемые на сегодняшний день в конструкторской практике известные методики расчета и проектирования вкладышей рационально дополнить расчетом напряженно-деформированного состояния вкладышей с использованием ряда

программных средств. Разработано программное обеспечение, которое позволяет на стадии проектирования выполнить количественную оценку надежности шпинделей.

С целью улучшения эксплуатационных характеристик была разработана новая конструкция универсального шпинделя, содержащего дополнительный центрирующий сферический узел, расположенный на пересечении геометрических осей рабочего вала и шпинделя, соединяемых шарниром [4]. Центрирующий узел обеспечивает дополнительную кинематическую связь в геометрическом центре шарнира шпинделя, что при вращении исключает возникновение эксцентриситета из-за износа контактирующих элементов и позволяет увеличить площадь контакта вкладышей с лопастью. Как показал опыт практической эксплуатации шпинделя предложенной конструкции на Енакиевском металлургическом заводе, срок службы вкладышей увеличивается с 3-4-х недель до 7-ми месяцев, как минимум. Увеличивается в несколько раз срок службы и других деталей: уравнивающего устройства шпинделя, подшипников рабочих и шестеренных клетей. Изготовление центрирующего элемента и установка его в головках шпинделей и муфтах может быть выполнена в условиях собственной ремонтной базы заказчика. Монтаж и демонтаж шпинделей новой конструкции осуществляется без дополнительных затрат времени по сравнению с традиционной конструкцией. Конструкции шарниров отличаются только наличием в лопасти торцевой проточки под сферический центрирующий узел в отличие от сухаря. Вилки шпинделя остаются без изменений, вкладыши выполняются сплошными.

Экспериментальный анализ распределения давлений на контактных поверхностях шарнира универсального шпинделя двух конструкций: традиционной с сухарем и усовершенствованной с центрирующим узлом и анализ напряженно-деформированного состояния модели вкладыша конечно-элементным методом позволили установить закон распределения давления по поверхности вкладышей шпинделей, который описывается полиномом третьей степени. Предложенный полиномиальный закон распределения контактных давлений позволяет уточнять значение и плечо приложения равнодействующих сил контактного давления для проведения расчета на прочность элементов универсального шпинделя. Разработаны рекомендации к расчету и проектированию вкладыша скольжения универсального шпинделя, направленные на снижение напряжений в теле вкладыша, позволяющие повысить срок его службы, предложен способ размещения смазочных канавок на поверхности контакта вкладыша с лопастью.

Применение результатов моделирования. Использование аналитического метода моделирования нестационарных процессов в дискретно-континуальной системе позволяет уточнять фактические нагрузки в теле вала и на шарнирах при проектировании шпиндельного соединения. Характер распределения крутящего момента по длине упругих валов, позволяет назначать наиболее оптимальное место установки тензодатчиков при проведении измерений на действующем оборудовании. Использование разработанного алгоритма при проектировании шпинделей прокатных станов позволяет оценивать безотказность исследуемой конструкции и обосновать принимаемые конструктивные решения.

В частности произведен расчет вероятности безотказной работы шпинделя на примере стана горячей прокатки 950/900 (ЗАО ММЗ «ИСТИЛ Украина»). Данный комплексный алгоритм показал, что вероятность безотказной работы определяется материалом шпинделя и его конструкцией. Алгоритм использовался при сравнении усовершенствованной [4] и традиционной конструкции шарнира универсального шпинделя. Анализ и исследование усовершенствованной конструкции универсального шпинделя позволило доказать ее преимущества с позиции нагруженности элементов шпинделя, безотказности, с точки зрения предотвращения зазоров и снижения динамических нагрузок.

С использованием разработанного комплекса программных средств, в основе которого лежит модель надежности и новые модели динамики и нагруженности, установлено, что уровень безотказности в усовершенствованной конструкции шарнира универсального шпинделя с центрирующим узлом выше на 58%, чем в традиционной конструкции шарнира с сухарем и соответствует требуемому уровню безотказности прокатного оборудования 0,9 - 0,95.

Выводы

Предложенный подход на основе дискретно-континуальной модели может использоваться для моделирования динамических процессов в трансмиссиях судов, горных, энергетических, металлургических, транспортных и других тяжелых машин. Исследуя характер крутильных колебаний с учетом суммы форм колебаний, конструктор имеет возможность, изменяя упруго-массовые характеристики системы, добиться снижения динамических нагрузок, назначить рациональные режимы работы, оценить предельные технические состояния. Внедрение разработанного алгоритма в автоматизированную систему проектирования обеспечивает конструктора достоверным инструментом, который дает возможность с небольшими затратами труда и времени получить различные варианты исполнения шпинделя и выбрать наиболее оптимальный.

Список литературы

1. Руденко В.И., Ошовская Е.В., Нижник Н.В. Обоснование рационального выбора конструкции шпиндельного соединения // Металлургические процессы и оборудование. - 2006. - № 1. - С. 28-32.
2. Динамика нестационарных процессов / Кожевников С.Н. - Киев: Наук. Думка, 1986.- 288 с.
3. Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М. Динамічні задачі стержневих систем: Підручник. - К. ІСДО, 1995.- 100 с.
4. А.с. 1775197 СССР, МКИ В 21 В 35/14. Шарнир универсального шпинделя скольжения/ Руденко В.И., Буряк С.И., Седуш В.Я., Раков В.М., Похиллов Д.Ю., Иванов И.В. (ДПИ).- № 4248228/31; Заявл. 2.06.87; Оpubл. 15.11.93, Бюл. № 42. - 3 с.: 3 ил.