

УДК 621.9.06. – 233.1

И.А. Зверев, д-р техн. наук

Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»

Вадковский пер., 3, г. Москва, Россия, 127055

i.a.zverev@stankin.ru

Ю.М. Данильченко, профессор, д-р техн. наук

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

пр-т Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

mimi-tm@ukr.net

КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОПОРАХ КАЧЕНИЯ

Представлен общий подход к моделированию шпиндельных узлов на опорах качения и обоснована необходимость комплексного расчетного анализа их характеристик при проектировании. Представлены основные положения, принятые при разработке комплексной модели шпиндельных узлов, которая объединяет частные модели: упруго-деформационную, динамическую, тепловую и модель долговечности подшипников.

Ключевые слова: *металлорежущий станок, шпиндельный узел, подшипник качения, комплексная математическая модель*

Постановка проблемы. Шпиндельный узел (ШУ) – один из формообразующих узлов металлорежущего станка, в значительной степени определяющий его точность и производительность. Современные требования к ШУ вызывают необходимость количественных оценок их качества уже на стадии проектирования, при поиске компромисса между точностью, жесткостью, нагрузочной способностью и быстроходностью. Поэтому разработка специализированных методов математического анализа ШУ представляет собой важную научную и практическую задачу.

Анализ исследований.

Современные требования к показателям качества ШУ высокоточных высокопроизводительных станков выражаются следующими значениями [1]:

- погрешность вращения шпинделя – не более 1,0 мкм;
- технический ресурс подшипников – не менее 5000 часов;
- быстроходность $d \cdot n$ – свыше $0,5 \cdot 10^6$ мм·мин⁻¹ (где d – средний диаметр переднего подшипника шпинделя в мм; n – максимальная частота вращения в мин⁻¹).

Достижение таких значений возможно за счет создания конструкций ШУ, устойчивых к воздействию нагрузок различной физической природы (силовых, тепловых и др.), что закладывается уже при проектировании путем оптимизации основных геометрических параметров конструкции. Такие задачи обычно решаются с использованием стандартных CAD/CAE технологий, но при этом требуется большая подготовительная работа и определенные упрощения. Такие системы не позволяют учесть некоторые важные особенности ШУ, например, способ создания и величину предварительного натяга в опорах, частоту вращения, нелинейные трибо-механические свойства ШУ [2]. При этом оценка качества ШУ проводится по обособленным параметрам с использованием отдельных частных моделей ШУ без учета их взаимовлияния.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка комплексной модели для численной оценки показателей качества ШУ с учетом их конструкционных и эксплуатационных параметров.

Основные положения моделирования шпиндельных узлов. Комплексное моделирование предполагает комплексный анализ показателей качества ШУ методами, позволяющими учитывать особенности конструкции ШУ и условия его эксплуатации. В частности, учитывать влияние частоты вращения и внешних нагрузок на динамические свойства ШУ, зависящие в свою очередь от жесткости подшипников, влияние упруго-деформационных и динамических свойств ШУ на тепловые характеристики, которые изменяются с изменением зазоров-натягов в подшипниках и т.д.

Высокоточный ШУ представляет собой достаточно сложный объект для моделирования в силу нелинейности физико-технических процессов в подшипниках [2]. Нами выделены 4 группы факторов, влияющих на качество ШУ: 1) конструкционные параметры (компоновка и геометрия, способ создания натяга в опорах); 2) параметры точности подшипников (некруглость, волнистость, несоосность, эксцентриситеты); 3) условия эксплуатации (нагрузки от резания, частота вращения, способ смазки и охлаждения, температура окружающей среды, теплофизические свойства ШУ); 4) внешние и внутренние динамические возмущения (погрешности подшипников и элементов привода, неравномерный припуск на обработку и др.).

Рассматривая ШУ как сложную трибо-механическую систему, были разработаны частные математические модели: 1) упруго-деформационная; 2) динамическая; 3) модель трения 4) тепловая; 5) модель долговечности подшипников. Входные параметры и выходные характеристики моделей связаны множеством связей, полученных из неформального анализа и опыта многочисленных предыдущих исследований [1, 2]. Общий подход при комплексном моделировании ШУ представлен на рисунке 1 в виде схемы, показывающей взаимное влияние характеристик ШУ и их зависимость от внешних и внутренних факторов.



Рисунок 1 – Общая схема комплексной модели шпиндельных узлов

Решение задач статики, динамики и теплопроводности проводится МКЭ с использованием универсальных стержневых расчетных схем, разработанных для типовых компоновок ШУ. Ниже представлены основные положения и допущения, принятые при разработке частных моделей ШУ на опорах качения.

Упруго-деформационная модель. Упруго-деформационная модель – одна из основных частных моделей ШУ. Она позволяет численно оценивать упруго-деформационные характеристики ШУ: жесткость для различных условий эксплуатации, углы контакта, контактные нагрузки и силы трения в подшипниках, которые используются для оценки долговечности и тепловых потерь в опорах ШУ и др.

При разработке расчетных схем модели использованы следующие элементы: 1) стержни для моделирования шпинделя; 2) осевые линейные пружины для моделирования проставочных колец, зажимных гаек и фланцев; 3) линейные пружины для моделирования посадок подшипников на шпиндель и в корпус; 4) нелинейные пружины для моделирования подшипников. Границы элементов разделены узлами с радиальным, осевым и угловым перемещениями. На рисунке 2, в качестве примера, показана расчетная схема ШУ фрезерно-расточного станка с жестким способом создания предварительного натяга в опорах качения.

Уравнения равновесия ШУ получены из общего уравнения равновесия упругих систем в матричной форме:

$$\frac{\partial \Pi(\Delta)}{\partial \Delta} = P,$$

где P – вектор внешних нагрузок; $\Pi(\Delta)$ – потенциальная энергия упругой системы; Δ – вектор узловых перемещений.



Рисунок 2 – Конструкционная (а) и расчетная (б) схемы шпиндельного узла.

Потенциальная энергия может быть вычислена отдельно для каждого элемента. После преобразований получена система уравнений в матричной форме [1]:

$$K \cdot \Delta + R(\Delta) = P, \tag{1}$$

где K – матрица жесткости линейной части системы; $R(\Delta)$ – вектор реакции нелинейной части системы (реакция подшипников):

$$R(\Delta) = R(P_y, M_z, Q_e, Q_n, F_e, F_n, \omega),$$

где P_y и M_z – центробежная сила гироскопический момент, действующие на тела качения; Q_e и Q_n – контактные нагрузки на внутренней и наружной дорожках качения; F_e и F_n – силы трения на дорожках качения, препятствующие гироскопическому проскальзыванию тел качения; ω – частота вращения шпинделя.

Узловые перемещения шпинделя Δ от заданной внешней нагрузки P определяются решением алгебраической системы нелинейных уравнений (1) методом Ньютона-Рафсона.

Модель долговечности подшипников. В соответствии с классической теорией Лундберга-Пальмгрена, номинальный срок службы по усталости подшипника L (в оборотах) с вероятностью 90% определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{Q_e} \right)^p \cdot 10^6,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника; Q_e – эквивалентная нагрузка; показатель степени $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3$ для роликовых подшипников.

Эквивалентная контактная нагрузка Q_e определяется по известным формулам: $Q_e = \left(\frac{1}{z} \cdot \sum_n Q_i^3 \right)^{1/3}$ (для шариковых подшипников) и $Q_e = \left(\frac{1}{z} \cdot \sum_n Q_i^{10/3} \right)^{3/10}$ (для роликовых подшипников), где Q_i – контактные нагрузки на телах качения, которые определяются с помощью упруго-деформационной модели; z – число тел качения в подшипнике.

Благодаря последним достижениям в технологии выплавки подшипниковых сталей и повышению требований к точности и надежности подшипников, долговечность современных высокоточных подшипников в основном ограничена не выносливостью поверхностных слоев, которую можно рассчитать по теории Лундберга-Пальмгрена, а их поверхностным износом. Однако, к настоящему времени, еще не накоплено достаточно данных для разработки надежной теории износа подшипников.

Тепловая модель. Тепловая модель позволяет оценить следующие характеристики: потери на трение и тепловыделения в подшипниках, температуры и тепловые деформации элементов ШУ, а также температурные изменения зазоров-натягов в подшипниках. При разработке модели приняты следующие допущения: 1) выделенное тепло в подшипнике распределяется равномерно между дорожками качения; 2) тела качения и сепаратор представлены как кольцевой элемент с эквивалентными свойствами теплопроводности; 3) температуры шпинделя в радиальных сечениях приняты постоянными.

Тепловыделения в подшипниках и теплоотдача с поверхностями ШУ рассчитываются при следующих условиях: 1) тепловыделение в подшипниках определяется гидродинамическими и

нагрузочными факторами трения (вязкость смазочного материала принята в функции температуры); 2) тепло, выделенное в подшипнике, рассеивается способом свободного и вынужденного теплообмена, а также за счет теплопроводности материала; 3) теплоотдача с поверхностей ШУ зависит от температуры и интенсивности охлаждения поверхностей.

Для оценки потерь на трение использован метод Пальмгрена, согласно которому суммарный момент трения в подшипнике рассчитывается по формуле [3]:

$$M_T = M_0 + M_1$$

где M_0 – гидродинамическое слагаемое, не зависящее от нагрузки; и M_1 – слагаемое, которое зависит от нагрузки на подшипник.

Потери энергии на трение в подшипнике N_T или тепловыделение в подшипнике Q_T вычисляется по формуле:

$$N_T = Q_T = 1,047 \cdot 10^{-3} \cdot \omega \cdot M_T,$$

Решение тепловой задачи МКЭ сводится к решению системы линейных дифференциальных уравнений в матричной форме [1]:

$$C \cdot \dot{T} + H \cdot T = Q(t)$$

где C и H – матрицы теплоемкости и теплопроводности ШУ; T – вектор неизвестных узловых температур; $Q(t)$ – вектор тепловой нагрузки; t – время.

Анализ нестационарных тепловых процессов имеет существенное значение для обрабатывающих центров и универсальных станков, работающих с переменными режимами. Практически, тепловые параметры зависят от условий работы станка. Изменение качества и количества смазки в опорах значительно влияют на тепловыделения и температуру ШУ [3].

Динамическая модель. Динамическая система ШУ представлена в виде стержневой линейной системы на упруго-демпферных опорах.

Вынужденные колебания ШУ описываются системой линейных дифференциальных уравнений в матричной форме:

$$M \cdot \ddot{A} + B \cdot \dot{A} + K \cdot A = F(t), \quad (2)$$

где A – вектор узловых динамических перемещений; $F(t)$ – вектор узловых динамических нагрузок; M , B , и K – матрицы масс, демпфирования, и жесткости ШУ.

Решение системы (2) определяет динамические и точностные характеристики ШУ в анализируемом частотном диапазоне: 1) динамические податливости/жесткости в форме амплитудно-частотных характеристик; 2) погрешность вращения шпинделя в виде спектра виброперемещений.

Погрешность вращения ШУ определяется виброперемещениями переднего конца шпинделя, обусловленными погрешностями опор и привода. Узкополосный спектральный анализ дает возможность выделять частотные составляющие погрешности вращения шпинделя, которые по разному влияют на точность обработки. Так, составляющая вибрации с частотой вращения, обусловленная неуравновешенностью шпинделя, вызывает в основном размерные погрешности обработки и погрешности взаимного расположения обрабатываемых поверхностей. Эта составляющая определяется как биение с удвоенной амплитудой вибрации шпинделя на частоте вращения. Составляющие на других частотах вызывают погрешности обработки формы поверхности в виде некруглости и волнистости. Этот тип погрешности вращения шпинделя определяется как среднеквадратическая амплитуда всех виброперемещений за исключением составляющей на частоте вращения.

Для моделирования точностных характеристик ШУ использованы спектральные модели возмущений, обусловленных погрешностями неидеальных подшипников [4].

Анализ характеристик шпиндельных узлов типовых конструкций. В настоящее время в большинстве ШУ используют 8 основных типовых конструкций. Результаты сравнительных расчетов приведены в таблице 1, где показатели работоспособности ШУ различных конструкций выражены в относительных величинах. За единицу приняты показатели 3-го варианта ШУ. Габариты ШУ во всех вариантах приняты примерно одинаковыми. В передней опоре схем 4-8 установлены в комплекте радиально-упорные шарикоподшипники серии 46200У (угол контакта 25°), в задней опоре установлены радиально-упорные шарикоподшипники серии 36100К (угол контакта 15°).







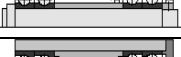

Расчеты выполнены для среднего режима нагружения ШУ (предварительный натяг в опорах и нагрузка от резания). Частота вращения принята равной $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует граничному значению параметра быстроходности $d \cdot n = 0,5 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ при среднем диаметре передней опоры $d = 100 \text{ мм}$, когда частота вращения еще не оказывает существенного влияния на жесткость ШУ.

В таблице 1 предельная нагрузка (нагрузочная способность) определена, как максимальная нагрузка (радиальная или осевая) на переднем торце шпинделя, при которой нагружены еще все тела качения в подшипниках (отсутствует раскрытие стыков).

Радиальное и осевое биение переднего торца шпинделя с частотой вращения определено при условии установки в ШУ подшипников одинаковой точности.

Тепловыделение в подшипниках рассчитывается для условий смазывания пластичной смазкой (базовая кинематическая вязкость 20 сСт). Предельная быстроходность ШУ определена из условия, достижения избыточной температуры наиболее нагретого подшипника 50 °С. Предполагаемые условия охлаждения шпинделя и его корпуса – естественный обдув воздухом.

Таблица 1 – Показатели работоспособности шпиндельных узлов типовых конструкций

Типовые компоновки шпиндельных узлов	Показатели работоспособности шпиндельных узлов								
	радиальная предельная нагрузка	осевая предельная нагрузка	радиальная жесткость	осевая жесткость	радиальное биение шпинделя	осевое биение шпинделя	температура опор	быстроходность опор	долговечность опор
1 	1,2	1,3	1,3	1,0	1,1	1,05	1,3	0,6	1,2
2 	0,9	1,1	1,0	0,9	1,0	1,0	0,9	0,8	0,9
3 	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4 	0,7	0,8	0,8	0,8	0,95	0,9	0,85	1,2	0,9
5 	0,7	0,8	0,75	0,85	0,9	0,95	0,9	1,3	0,9
6 	0,55	0,65	0,65	0,6	0,85	0,9	0,6	1,5	0,75
7 	0,55	0,65	0,6	0,7	0,85	0,9	0,6	1,7	0,7
8 	0,6	0,7	0,6	0,75	0,85	0,9	0,6	1,4	0,7

Из таблицы 1 видно, что ни один из вариантов ШУ не является наилучшим одновременно по всем показателям. В зависимости от целевого назначения станка и условий его эксплуатации, степень влияния компоновки на работоспособность ШУ будет различной. Так, тепловыделение в опорах является важным фактором для ШУ шлифовального круга, но почти не влияет на работу бабки изделия шлифовального станка и т.п.

Полученные данные позволяют разграничить области эффективного применения различных вариантов ШУ. Так, применение в опорах конических роликоподшипников (1-й и 2-й варианты) по всем показателям, кроме нагрева и предельной быстроходности, обеспечивает высокую работоспособность ШУ. Особое преимущество опор этого типа – обеспечение повышенной жесткости и несущей способности ШУ в осевом и радиальном направлениях.

Сравнительные испытания ШУ с цилиндрическими и коническими роликоподшипниками показали, что основное преимущество конических роликоподшипников – более технологичная конструкция ШУ, а двухрядных цилиндрических роликоподшипников – меньшее тепловыделение в опорах и более технологичная конструкция подшипника.

При равной точности подшипников, области применения вариантов 1, 2, 3 в значительной степени совпадают.

Для ШУ токарных и фрезерных станков средних размеров могут быть рекомендованы схемы 4 и 5, которые обладают необходимой радиальной и осевой жесткостью и точностью вращения. Высокая жесткость и точность передних опор делает рассматриваемые схемы особенно подходящими для высокоточных фрезерно-расточных станков.

Применение радиально-упорных шарикоподшипников в вариантах 6, 7 и 8 связано со снижением жесткости и несущей способности узла и целесообразно в легконагруженных быстроходных ШУ типа шпиндельных головок алмазно-расточных станков, легких токарных станков, шлифовальных станков и т.п.

В последующих публикациях планируется представить теоретические и экспериментальные результаты, полученные при разработке частных моделей ШУ. Практическое применение предлагаемого подхода позволит разрабатывать ШУ с заданными показателями качества, а также сократит циклы проектирования и доводки ШУ.

Выводы

1. Разработана комплексная математическая модель ШУ на опорах качения, которая включает частные модели: упруго-деформационную, динамическую, тепловую и модель долговечности подшипников. Разработанные модели учитывают специфику современных ШУ (компоновку, размеры, тип подшипников, способ создания и величину натяга в опорах) и условия их эксплуатации (частота вращения, нагрузки от резания, условия теплоотдачи). Применение данных моделей показало их высокую эффективность при проектных расчетах ШУ.

2. Выполненный с использованием разработанных методов, моделей и алгоритмов расчетный анализ показателей работоспособности ШУ типовых конструкций, позволил разделить области их наиболее эффективного применения с учетом назначения и режимов работы станков.

Библиографический список использованной литературы

1. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: качество и надежность при проектировании / А.В. Пуш, И.А. Зверев. — М.: СТАНКИН, 2000. — 132 с.

2. Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании / З.М. Левина, И.Г. Горелик, И.А. Зверев, А.П. Сегида. — М.: ЭНИМС, 1989. — 64 с.

3. Самохвалов Е.И., Левина З.М. Температурный анализ шпиндельных узлов токарных станков / Е.И. Самохвалов, З.М. Левина // СТИН. — 1985. — № 11. — с. 17–19.

4. Бальмонт В.Б. Математическое моделирование точности вращения шпиндельных узлов / В.Б. Бальмонт, И.А. Зверев, Ю.М. Данильченко // Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1987. — № 11. — С. 154–159.

Поступила в редакцию 19.12.2013 г.

Зверев І.О., Данильченко Ю.М. Комплексне моделювання при проектуванні шпиндельних вузлів на опорах кочення

Подано загальний підхід до моделювання шпиндельних вузлів на опорах кочення та обґрунтована необхідність комплексного розрахункового аналізу їх характеристик при проектуванні. Подані основні положення, прийняті при розробці комплексної моделі шпиндельних вузлів, що об'єднує часткові моделі: пружно-деформаційну, динамічну, теплову моделі та модель довговічності підшипників.

Ключові слова: металорізальний верстат, шпиндельний вузол, підшипник кочення, комплексна математична модель.

Zverev I.A. Danylchenko Yu.M. Complex modelling during spindle units on rolling supports design

General approach of modelling of spindle units on rolling supports is presented, also, necessity of complex computational analysis of their characteristics during designing had been justified. Main statements, assumed during development of complex model of spindle units, which connects particular models: elastic-deformative, dynamical, heat model and model of bearings life span.

Keywords: metal-cutting machine tool, spindle unit, rolling bearing, complex mathematical model.