

Секция «Техническая механика»

Е.А. Гоголева
Научный руководитель: к.т.н., доцент Н.Д. Лодыгина
Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета
602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23
E-mail: *nina.lodygina@mail.ru*

Влияние остаточных напряжений на разрушение резьбовых соединений

Проблема использования достижений механики разрушения на этапе проектирования, производства и ремонта узлов авиационной техники остается актуальной. Несмотря на то, что методы неразрушающего контроля значительно улучшились, ряд трещин не поддаются обнаружению в процессе контроля. В эксплуатации такие трещины, подрастая, становятся очагами разрушения, что приводит к повреждению и выходу из строя всей конструкции. Одним из подходов обеспечения гарантированной безопасности авиационной техники является определение ресурса и остаточной прочности при допущении наличия малых исходных трещин в опасных сечениях конструкций.

Резьбовые соединения являются ответственными элементами конструкций, надежность которых во многом определяет безотказную работу авиационной техники. Практика эксплуатации летательных аппаратов показывает, что от 10 до 30% всех отказов авиационных конструкций связаны с потерей несущей способности крепежных деталей. Высокая концентрация напряжений во впадинах резьбы наряду с работой резьбовых соединений в условиях динамического нагружения, возможность возникновения в зонах концентрации циклических упругопластических деформаций и трещин требуют повышенного внимания к технологии образования резьбы.

Одним из эффективных путей повышения несущей способности резьбовых соединений при переменных нагрузках является формирование благоприятных сжимающих напряжений во впадинах резьбы с помощью различных технологических приемов, например, получения резьбы методом накатывания. Изменением параметров при накатывании резьбы болтов можно значительно влиять на усталостные характеристики резьбовых соединений и на свойства поверхностного слоя резьбы. Поэтому исследование разрушения резьбовых соединений в зависимости от степени деформации и остаточных напряжений представляет особый интерес, так как дает возможность установить закономерности сопротивления крепежных деталей циклическому разрушению и выработать рекомендации по улучшению технологии изготовления резьбы.

Результаты усталостных испытаний резьбовых соединений показали, что величина и характер остаточных напряжений оказывают существенное влияние на их долговечность. Причем, если полную долговечность соединения до разрушения разделить до появления первой видимой трещины и - от первой трещины до разрушения, то наибольшее различие между образцами двух партий по долговечности наблюдалось в период зарождения усталостной трещины.

В.В. Исаев
Научный руководитель: д.т.н., заведующий кафедрой Л.В. Лукиенко
Новомосковский институт (филиал) ФГБОУ Российской химико-технологической
университет имени Д. И. Менделеева
Тульская область, г. Новомосковск, Дружбы д.8
E-mail: lukienko_lv@mail.ru

Особенности проектирования тяжело нагруженных передач как решение многофакторной задачи

Широкое распространение различных конструкций технологических машин, в которых для перемещения используют зубчато-реечные передачи, приводит к необходимости исследования процесса их работы и разработке уточненного метода расчета силовых характеристик взаимодействия колеса, имеющего радиусный профиль зубьев, с зубьями или цевками тяговой рейки; разработке аппарата анализа их параметров для выявления их достоинств и недостатков.

Конструктивные особенности зубчато-реечных систем перемещения и опыт их эксплуатации достаточно подробно описаны в работах [1]. В результате проведенных аналитических исследований [2] показано, что зубчатые рейки, в силу особенностей своей геометрии более перспективны по сравнению с цевочными.

Цель работы состоит в совершенствовании методики проектирования зубчато – реечных систем перемещения технологических машин на основе установления закономерностей влияния конструктивных и технологических факторов на формирование режимов работы для обоснования силовых и кинематических параметров привода.

Исходными данными для расчета являются: шаг зацепления P_p , угол зацепления α_{2-p} , высота зуба рейки H_p , ширина зуба рейки по вершине S_p , высота головки зуба рейки h_{ap} , радиус скругления вершин зубьев рейки R_{ap} , радиус скругления ножек зубьев рейки R_{fp} , межосевое расстояние a_{w2-p} и диапазон его возможного варьирования Δa_{w2-p} , минимальное значение зазора в зацеплении J_{min} , радиус профиля зуба колеса r_n .

Расчет геометрических параметров передачи «зубчатое колесо – зубчатая рейка» проводим на момент пересопряжения контактирующих пар зубьев. Для исключения кромочных контактов на вершинах зубьев пересопряжение зубьев организуем так, что в момент входа в зацепление очередной пары зубьев предыдущая расходится в точку, не доходящей до вершин зубьев. Принимаем число зубьев колеса z_2 как наиболее близкое целое от значения, полученного из выражения (1).

При проведении эксперимента было исследовано напряжённо-деформированное состояние колеса, имеющего изношенный профиль. Проведённый анализ показал, что для обеспечения значимости результатов эксперимента минимально допустимым числом опытов будет 15. Обработка результатов эксперимента (рис. 2) позволила установить, что полученная зависимость коэффициента запаса прочности от момента инерции относительно продольной оси колеса может быть аппроксимирована уравнением прямой линии с коэффициентом детерминации $R^2=0.6859$.

При моделировании работы зубчато-реечной передачи с использованием роликовых аналогов на машине СМЦ-2 необходимо соблюдать условия подобия работы модели реальному узлу. Только в этом случае можно получить достоверные результаты испытаний. Недостаточный учет особенностей работы зубчато-реечной передачи при моделировании может привести к возникновению значительных погрешностей.

Определим характеристики жёсткости системы подачи технологической машины, оснащённой двумя механизмами подачи, представляющими собой пятиступенчатые редуктора, с установленной мощностью 2.28 кВт (усилие подачи 250 кН), который конструктивно может работать с зубчатой (шаг зацепления 138 мм, высота зуба 85 мм) и цевочной рейками (шаг зацепления 100 мм, диаметр цевки 50 мм).

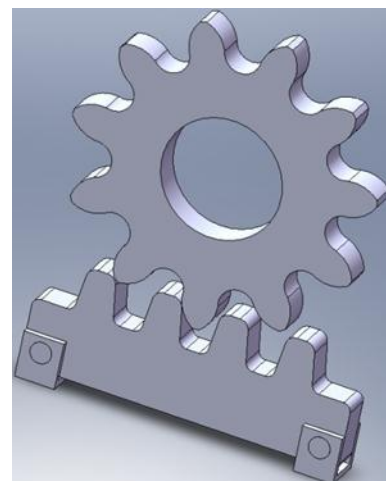
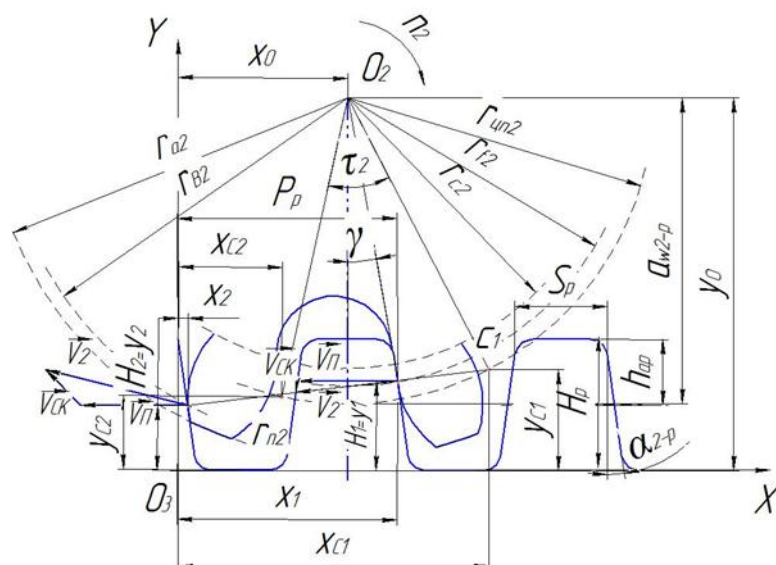


Рис. 1. Расчетная схема к проектированию правых профилей зубьев зубчатого колеса для пары «зубчатое колесо – зубчатая рейка»

Анализ полученных результатов показал, что жёсткость зубчатой и цевочной реек значительно превосходят жёсткость зубчатых колёс механизма подачи; жёсткость зуба приводного колеса зубчато-реечной системы перемещения зависит от точки приложения нагрузки и изменяется на 23,5%; жёсткость передачи зубчатое колесо – цевочная рейка на 32, 27% выше жёсткости передачи зубчатое колесо – зубчатая рейка. Обоснованность полученных результатов подтверждается удовлетворительной сходимостью определённых значений эквивалентных напряжений с ранее проведёнными исследованиями. Расхождение значений по эквивалентным напряжениям не превышает 12,3%.

Выводы

1. На основе уточнения геометрических и кинематических параметров зацепления усовершенствованы методы расчета и анализа геометрии, кинематики и нагруженности тяжело нагруженных зубчато-реечных систем перемещения, имеющих радиусный профиль зуба колеса и взаимодействующих с различными типами реечных ставов, учитывающие обоснованный выбор положения фазы зацепления, колебания межосевого расстояния, а также реальный опыт проектирования технологических машин.

2. Разработанный уточненный метод анализа проектных решений, полученный на основе реального характера работы движителей, обеспечивает расширение его возможностей, позволяет сократить затраты на проектирование и доводку зубчато - реечных систем подачи, а также проводить сравнительный анализ альтернативных вариантов.

Литература

1. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалёва, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарёв. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.
2. Лимаренко Г.Н. Реечные передаточные механизмы поступательных приводов автоматизированных машин. Автореферат дисс. ... докт. техн. наук. – Красноярск, 2010. 34 с.
3. Кондрахин В.П., Косарев В.В., Стадник Н.И. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов. – Донецк: Технопарк ДонНТУ, 2010. – 257 с.

А.В. Кочетков
Научный руководитель: к.т.н., доцент Н.Д. Лодыгина
Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета
602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23
E-mail: nina.lodygina@mail.ru

Исследование остаточных напряжений при обработке пластическим деформированием

Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием (ППД) всегда приводят к образованию остаточных напряжений, что является результатом воздействия двух основных факторов – собственно деформации и протекающих при этом тепловых процессов. Вследствие значительного роста плотности дислокаций происходит некоторое увеличение объема деформированного слоя, чему препятствуют нижележащие слои. В результате такого взаимодействия в наружных слоях возникают напряжения сжатия, а во внутренних – уравновешивающие их растягивающие напряжения. Поскольку увеличение объема происходит в пластически деформированной зоне, то глубина залегания деформационных напряжений должна примерно соответствовать глубине зоны деформации. Следовательно, все параметры обработки, определяющие упрочнение слоя, оказывают влияние и на формирование остаточных напряжений.

Экспериментальные исследования остаточных напряжений при обкатывании, выглаживании и центробежно-шариковом наклепе показывают, что спад напряжений всегда наблюдается при режимах обработки, вызывающих мгновенную высокую температуру. Исследованиями также установлено, что в случае применения охлаждающе – смазывающей жидкости остаточные напряжения имеют максимум у поверхности и спада напряжений не происходит или этот спад незначителен.

При фазовых превращениях, связанных с объемными изменениями, в поверхностном слое появляются дополнительные напряжения растяжения или сжатия, которые в результате суммирования с рассмотренными выше напряжениями изменяют их величину. Так, при обработке закаленных сталей с мартенсито – аустенитовой структурой происходит распад остаточного аустенита и его превращение в мартенсит, что сопровождается увеличением удельного объема, поэтому при обкатывании и выглаживании таких сталей возникают фазовые напряжения сжатия. Естественно, что они увеличивают значение суммарных напряжений. При деформировании титановых сплавов, наоборот, превращение сопровождается уменьшением объема, следовательно, оно связано с образованием растягивающих напряжений.

Высказанные выше соображения, подтвержденные экспериментальными данными, говорят о возможности получения различных эпюр остаточных напряжений сжатия при обкатывании и выглаживании и о возможности управления формированием напряжений за счет изменения режимов обработки и размеров инструмента. Для получения более благоприятной эпюры остаточных напряжений необходимо подбирать такие режимы обработки, которые уменьшают количество образующего тепла и снижают температурный градиент.

А.С. Сулимов
Научный руководитель: к.т.н., доцент Н.Д. Лодыгина
Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета
602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23
E-mail: nina.lodygina@mail.ru

Расчет напряжений и перемещений на ЭВМ при многовариантном закреплении балки

Развитие современного машиностроения тесно связано с проблемами прочности и жесткости. Повышение нагрузок, уменьшение веса и размеров конструкций приводит к необходимости расширения теоретических исследований в области прочности и жесткости. Выполнение этих исследований связано с проведением большого объема трудоемких вычислений, занимающих значительное время.

Целью данного исследования является автоматизация расчета внутренних силовых факторов, напряжений и перемещений при многовариантном нагружении и закреплении балки, путем программной реализации алгоритма расчета.

Данная работа посвящена расчетам на ЭВМ статически определимых систем на прочность и жесткость с разнообразными нагрузками (равномерно распределенные нагрузки, сосредоточенные силы, сосредоточенные моменты) и опорами в различных сечениях системы. Решение каждой задачи при математическом моделировании подразделяется на два самостоятельных этапа. На первом этапе производится построение математической модели изучаемой системы. Второй этап включает исследование модели и получение необходимой информации.

Составленная программа является универсальной и применяется для выбора наиболее рациональной схемы, то есть при разных заданных нагрузках для разнообразного вида опор выбирается система с наименьшим расходом материала и наименьшим перемещением.

Проблема повышения качества расчетов на прочность и жесткость состоит в разработке прикладных программ, необходимых для проверки расчетов, производимых вручную. Также прикладные программы дают возможность исследовать область расчета: смотреть за изменением каких-либо характеристик, быстро определять выходной результат и т. д.

Составлен алгоритм программы расчета. При вводе входных данных в программу происходят соответствующие присвоения переменных. После ввода необходимых данных последовательно производится расчет поперечных сил, изгибающих моментов, прогибов и углов поворота. По результатам расчета выводятся промежуточные и окончательные данные, и графики зависимостей выходных данных расчетов. Разработанная программа обладает высоким быстродействием, приложение предоставляет пользователю возможности по вычислению основных характеристик статически определимых систем на ЭВМ.