

Численное моделирование повреждений болтовых соединений при истирании

В.А. Кириллова, Л.Ю. Рыбакова

Самарский государственный технический университет

Аннотация: Исследование повреждений болтовых соединений с помощью численного моделирования с использованием ANSYS требует анализа полей напряжений в декартовых координатах по углу и радиусу контактных площадок. Результаты детально показывают формирование болтового узла и положения концентраций напряжений. Поверхность между контактными элементами характеризуется контактным давлением, сцеплением и зазором. При помощи полученных результатов стало возможно определить напряжение, вызвавшее зарождение и распространение трещины, а также положение поврежденного участка болтового соединения.

Ключевые слова: болтовой узел, численное моделирование, контактное моделирование, зона повреждения, конечный элемент, истирание.

Введение. Применение болтовых соединений представляют собой механические крепления, которые широко используются в инженерных конструкциях, таких, как автомобили и самолеты, поскольку они имеют более длительный срок службы, чем сварка, заклепочные и штифтовые соединения. Кроме того, расположение каждого крепежного отверстия по своей сути является локализованной концентрацией напряжения и потенциальным источником возникновения и распространения усталостной трещины при циклической нагрузке [1-3].

Истирание происходит на контактной поверхности соединительной детали за счет относительного повторного движения. Для обеспечения хорошей надежности контакта и повышения производительности необходимо изучить распределение сил на площадке контакта и создаваемое ими поле напряжений. Эта область очень чувствительна к повторяющимся напряжениям, которые приводят к зарождению трещины из-за высокой концентрации напряжений на краю отверстия [4-5].

В данном исследовании была разработана трехмерная модель конечных элементов для прогнозирования механического поведения болтовых

соединений. Влияние крутящего момента на усталостную характеристику и вид разрушения было исследовано в болтовых соединениях. Численные результаты были подтверждены экспериментально и показали, что величина момента смыкания и уровень циклического нагружения определяют режим разрушения болтовых узлов.

Конечно-элементное моделирование. Была создана трехмерная модель конструкции с соответствующими размерами с использованием ПК ANSYS для проведения анализа полей напряжений в зоне контакта.

Геометрия модели. В этом моделировании крепежные детали (винты, гайки, контргайки, диски) рассматриваются, как твердые тела в конечно-элементной модели. На рис.1 показаны граничные условия и условия нагружения в статике.

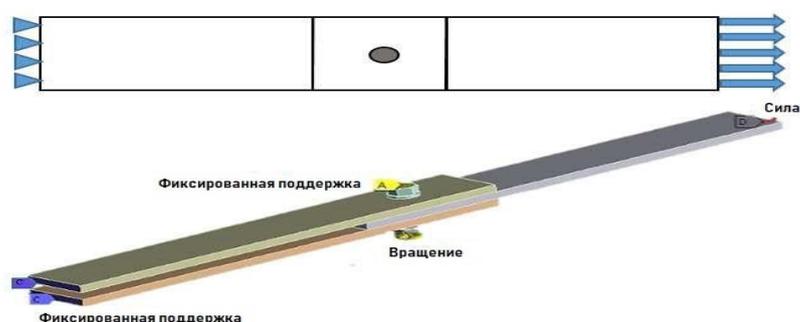


Рис. 1.- Граничные условия и режим нагружения

Трехмерные кирпичные элементы (SOLID45) используются для моделирования болтового соединения, этот элемент определяется восемью узлами, каждый из которых имеет три степени свободы. Кроме того, элемент контакта «поверхность-поверхность», состоящий из контактных элементов (CONTAC173) и элементов целевой поверхности (TARGE169), используется

на границах между всеми соединенными частями болтового соединения для численного моделирования контактных задач.

Трение между контактными поверхностями в месте соединения моделируется с помощью классической кулоновской модели, где коэффициент трения был установлен равным 0,2.

Величина момента затяжки. Метод, используемый в этом моделировании для выполнения момента затяжки, представляет собой метод поворота гайки. Этот метод основан на заданном вращении гайки [6-8].

Затяжка может быть достигнута двумя способами:

- Болт сначала затягивается вручную, а затем закручивается на указанную величину. Перед затяжкой болтов контактные поверхности должны плотно прилегать.

- Ударным ключом сначала затягивают болт до плотного прилегания слоев соединения (когда ударный ключ переходит к забиванию), после чего гайку доворачивают на величину:

$$\theta = 90^\circ c + \sum t + d,$$

где θ - вращение в градусах; t - общая толщина плит в сборе, мм; D - диаметр болта в «мм».

Цель этого метода состоит в том, чтобы повернуть гайку достаточно, чтобы хорошо перевести болт в пластическое состояние. В этом случае натяжение хвостовика сравнительно нечувствительно к изменению вращения гайки, в то время как существует большой запас до того, как произойдет разрыв [9].

Детальный анализ был проведен для каждой составляющей напряжения между отверстием и краями контактной площадки в численной модели, чтобы проанализировать совместное влияние момента затяжки и циклической нагрузки на распределение поля напряжений и правильно

локализовать место зарождения трещины в зоне контакта [10]. Предварительное натяжение проводилось методом поворота гайки, изображенным на рис.2.

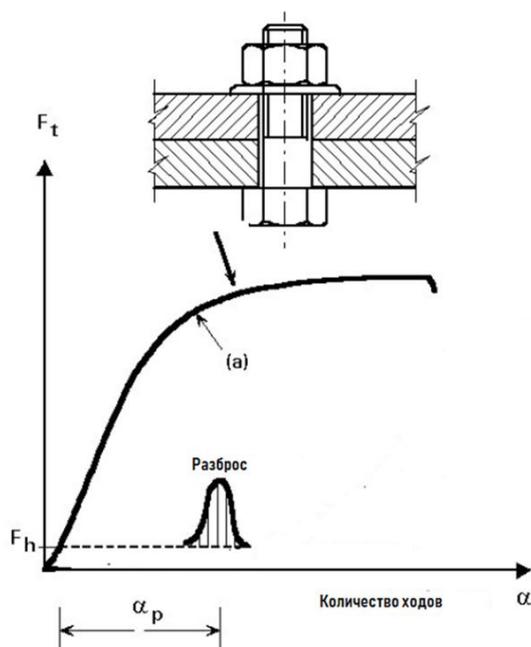


Рис. 2. - Предварительное натяжение методом поворота гайки

Результаты и обсуждение

Распределение напряжений в зоне контакта. По полученным результатам можно найти значение напряжения для локализации места зарождения трещины в зоне контакта, но предсказать точное положение начала невозможно. Был проведен детальный анализ каждой составляющей напряжения между отверстием и краями зоны контакта в численной модели. Необходимо проанализировать совместное влияние момента затяжки $\theta = 106,6^\circ$ и циклической нагрузки ($F=12$ кН) на распределение поля напряжений и правильное определение места зарождения трещины в зоне контакта.

Рассмотрим распределение нормальных напряжений в зоне контакта, представленных на рис.3, 4.

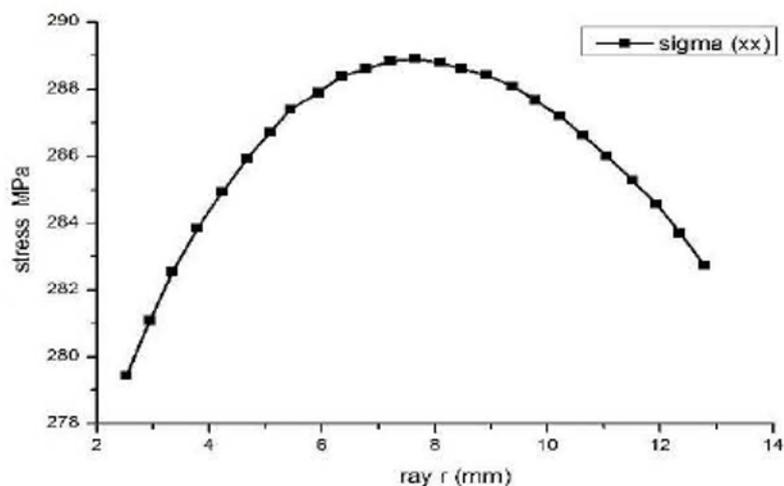


Рис. 3. - Распределение нормального напряжения в зоне контакта

$$\sigma_{xx} = f(r, \theta)$$

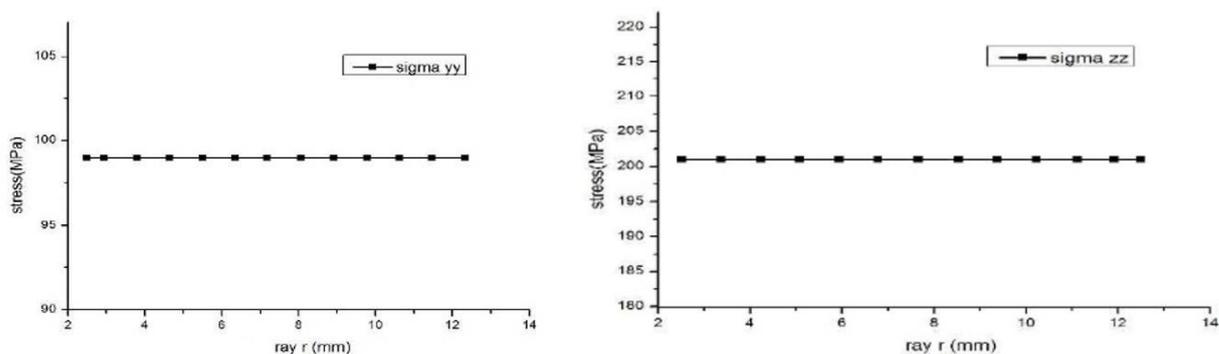


Рис. 4. - Распределение касательного напряжения в зоне контакта

$$\sigma_{yy} = f(r, \theta); \sigma_{zz} = f(r, \theta)$$

Из рис.3, 4 видно, что знак всех составляющих напряжения по лучу (σ_{xx} ; σ_{yy} ; σ_{zz}) положительный. Напряжения (σ_{yy} ; σ_{zz}) принимают постоянные значения $\sigma_{yy} = 100$ МПа; $\sigma_{zz} = 219,23$ МПа независимо от значения луча. На краю отверстия $r = 2,5$ мм напряжение σ_{xx} принимает минимальное значение

$\sigma_{xx} = 282$ МПа и возрастает до максимального значения при $\sigma_{xx} = 288,87$ МПа при $r = 7,5$ мм, затем σ_{xx} симметрично уменьшается до своего минимального значения $= 279,5$ МПа на площади контакта $r = 12,5$ мм.

Изо-значение распределения напряжения в контакте. Анализ графиков на рис.5, 6 указывает на то, что знак всех напряжений по углу (σ_{xx} ; σ_{yy}) положителен. Каждое напряжение (σ_{yy} ; σ_{zz}) является постоянным независимо от $0 \leq \theta \leq 360^\circ$, а напряжение (σ_{xx}) меняются в зависимости от угла.

В положении $\theta = 178,81^\circ$ нормальное напряжение σ_{xx} принимает максимальное значение $\sigma_{xx} = 288,87$ МПа, затем непрерывно уменьшается, пока не достигнет своего минимального значения $\sigma_{xx} = 279,43$ МПа до положения, определяемого $\theta = 0^\circ$.

В соответствии с направлением момента затяжки, напряжение принимает значение $\sigma_{zz} = 219,23$ МПа.

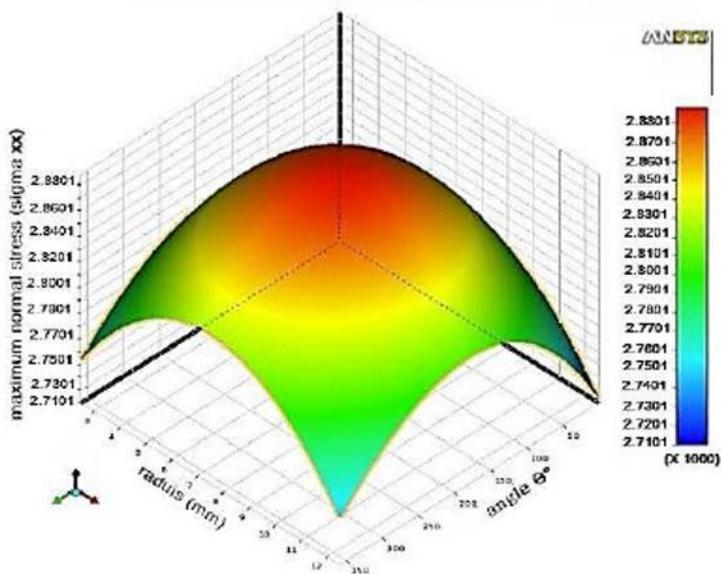


Рис. 5. - Изо-значения распределения нормального напряжения в зоне контакта $\sigma_{xx} = f(r, \theta)$

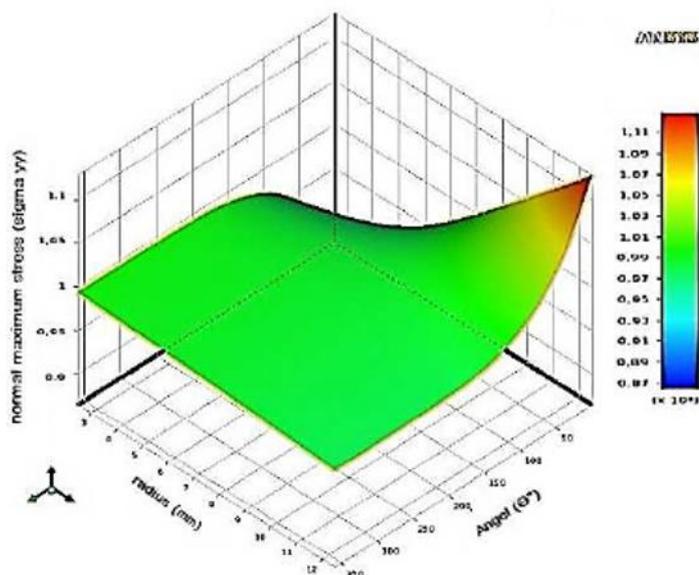


Рис. 6. - Изо-величины распределения нормального напряжения в зоне контакта $\sigma_{yy} = f(r, \theta)$

Можно сделать вывод, что механизм зарождения трещины контролируется составляющей ограничения в направлении действия циклической нагрузки.

Ввиду явления концентрации напряжений в механике, узел, соответствующий определенному положению, на угол $\theta = 178,81^\circ$, является более опасным в зоне контакта, так как составляющая напряжения, которая запускает зарождение трещины и распространение истирания в плоскости достигает максимального значения.

Следовательно, узел, соответствующий положению, определяемому углом $r = 7,5$ мм, более опасен в зоне контакта. Это положение соответствует предыдущему положению $\theta = 178,81^\circ$ по проекции с геометрией моделирования. Мы находим, что это положение соответствует наклонной плоскости под углом $\theta = 90^\circ$ по сравнению с планом приложения циклической нагрузки.

Заключение

Численное моделирование, выполненное в 3D, позволяет описать реальное поведение болтового соединения при истирании. Результаты, полученные при помощи численного моделирования, позволяют описать реальное поведение болтового соединения при истирании. Анализ показал, насколько важную роль играет момент затяжки в передаче нагрузки.

Технологические, числовые параметры влияют на распределение поля напряжений. Так же было отмечено, что детали, у которых высокая концентрация напряжений Фон Мизеса, как правило, находятся в крепежных деталях и дорожках трения, вызывая трещины, разрывы и другие механические повреждения.

Литература

1. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
2. Isaev M.S. Applications of Finite Element Analysis in Structural Engineering. Proceedings International Conference on Computer Aided Engineering. 2007. pp. 26-58.

3. Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бокучава П.Н. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений в среде ANSYS // Известия вузов. Машиностроение. 2018. №8 (701). С. 11-18.

4. Гельфанд М.П., Ципенюк Я.И. Сборка резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1978. 109 с.

5. Stolarski T.A. Rolling contacts. London: Professional Engineering Publishing Limited, 2000. 446 p.

6. Гучинский Р.В., Петин С.В. Прогнозирование развития четвертьэллиптической трещины усталости с помощью конечно-элементного моделирования накопления повреждений // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: техника и технологии. 2015. Т.8. №7. С. 890-900.

7. Коротких А.В., Просяников Б.Д., Крылов И.И. Особенности работы болтовых соединений с взаимным продавливанием соединяемых тонкостенных оцинкованных профилей // Известия вузов. Строительство. 2014. №3. С. 93-102.

8. Лавыгин Д.С., Леонтьев В.Л. Алгоритм смешанного метода конечных элементов решения задач теории отказов // Инженерный вестник Дона, 2013. №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2013/1910

9. Устименко Е.Е., Скачков С.В. Метод конечных элементов // Инженерный вестник Дона, 2019. №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2019/5768

10. Каленов В.В. Расчет болтовых соединений, работающих на сдвиг, по деформационным критериям // Монтажные и специальные конструкции. Изготовление металлических и монтажных строительных конструкций. 1989. №2. С. 12-17.

References



1. Birger I.A., Iosilevich G.B. Rez'bovye soedinenija. [Threaded connections]. M.: Mashinostroenie, 1973. 256 p.
2. Isaev M.S. Applications of Finite Element Analysis in Structural Engineering. Proceedings International Conference on Computer Aided Engineering. 2007. pp. 26-58.
3. Karatushin S.I., Khramova D.A., Bokuchava P.N. Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye. 2018. №8 (701). pp. 11-18.
4. Gel'fand M.P., Cipenjuk Ja.I. Sborka rez'bovyh soedinenij. [Assembly of threaded connections]. M.: Mashinostroenie, 1978. 109 p.
5. Stolarski T.A. Rolling contacts. London: Professional Engineering Publishing Limited, 2000. 446 p.
6. Guchinskiy R.V., Petinov S.V. Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Seriya: tekhnika i tekhnologii. 2015. T.8. №7. pp. 890-900.
7. Korotkikh A.V., Prosyaniykov B.D., Krylov I.I. Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo. 2014. №3. pp. 93-102.
8. Lavygin D.S., Leontev V.L. Inzhenernyj vestnik Dona, 2013. №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2013/1910
9. Ustimenko E.E., Skachkov S.V. Inzhenernyj vestnik Dona, 2019. №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2019/5768
10. Kalenov V.V. Izgotovleniye metallicheskih i montazhnykh stroitel'nykh konstruktsiy. 1989. №2. pp. 12-17.