

Моделирание на напрегнатото и деформирано състояние на ролката на стенд за измерване на спирачна ефективност по метода на крайните елементи

Иво ДРАГАНОВ, Юлиан Ангелов

Finite element model of strain and stress state of brake tester's roll: The paper presents a finite element model of stress and strain state of a brake tester's roll. Submodell and R1MS concept are used for calculating the stresses in a welding area. Fatigue life of roll is predicted for specific geometry and material properties.

Keywords: brake tester's roll, welding seam, finite element analysis, submodell, fatigue.

ВЪВЕДЕНИЕ

Нормативната уредба, за безопасност на движението по пътищата на Република България, изисква периодична проверка на спирачните системи на моторните превозни средства [14]. Съществуват няколко вида стендове за изпитване, като най-широко разпространение са получили ролковите (барабанны) уредби, състоящи се от следните основни компоненти: електродвигател, редуктор, верижна предавка, динамометър и ролки, привеждащи в движение колелата на автомобила [15], [7].

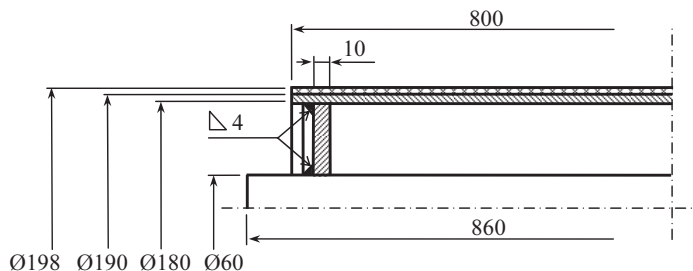
Ролките на стенда са подложени на силово въздействие, породено от контакта им с колелото на превозното средство от една страна и връзката с лагерните опори от друга. В предишна работа [9] е използвана изчислителна схема, при която ролката е разгледана като гредка на две опори, което позволява аналитичното определяне на максималните напрежение и провисване. Този подход позволява решаването на многокритериална оптимизационна задача по ПСИ метода (PSI - Parameter Space Investigation) [6], което е извършено в [8].

Въпросът за отчитане на умората, породена от цикличното натоварване на компонентите на ролката, остава открит и стои особено остро, поради наличието на заваръчни шевове в конструкцията. Традиционният подход, за определяне размера на заваръчните шевове, не отчита концентрацията на напреженията, а се основава на идеализация на формата и използване на различни коефициенти, коригиращи допустимите напрежения [11]. Това не позволява прецизно определяне на уморната якост.

Определянето на напрегнатото и деформирано състояние, в сложни по конфигурация тела и системи от тела, е свързано с решаването на система от частни диференциални уравнения, което изисква използването на числени методи, от които най-широко приложение е получил методът на крайните елементи (МКЕ) [12]. Броят на елементите, чрез които се дискретизира изследваният обем, е ограничен от изчислителните възможности на компютърната платформа. При задачи за определяне на напрегнатото и деформирано състояние в малка област от голямо тяло, какъвто случай възниква при заваръчните шевове, е целесъобразно използването на субмодел [2], който позволява преобразуването на деформациите, получени от макромоделния анализ, в гранични условия за някаква малка, изолирана област. Изчисленията на умора се извършват като предварително се определят напреженията в заваръчния шев при статично натоварване, чрез прилагане на техниката R1CP – радиус 1 mm средно разпределение (R1MS – Radius 1 mm Mean Spread), която е предложена от [4] и е приложена в [5] и [3], а след това се определя максималният брой цикли.

ГЕОМЕТРИЯ НА РОЛКАТА НА СТЕНДА

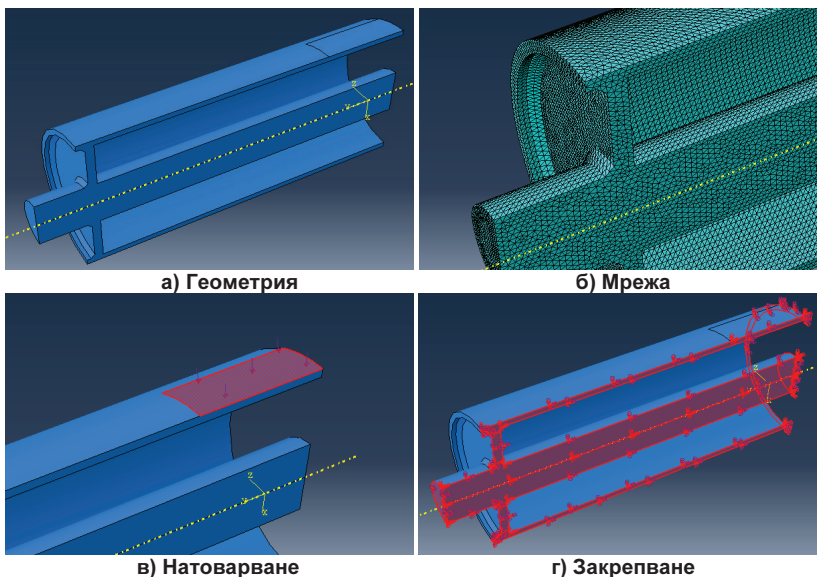
Ролката представлява ротационно симетричен детайл – фиг. 1, имаща симетрия и в надлъжно направление. Металната част, която влиза в контакт с колелото на автомобила, е покрита с гумен слой, с цел по-добро сцепление.



Фиг. 1. Геометрия на ролката

КРАЙНОЕЛЕМЕНТЕН МОДЕЛ

За изследване на напрегнатото и деформираното състояние на ролката е използвана програмна система Абакус (ABAQUS) [1]. Построен е опростен геометричен модел – фиг. 2а, без да се отчита гумения слой. Построена е зона за задаване на натоварването от колелото на автомобила с обща площ на контакта $0,0176 \text{ m}^2$, която е в границите на експериментално определени в [13]. Поради симетрията е разгледана $\frac{1}{4}$ от ролката.

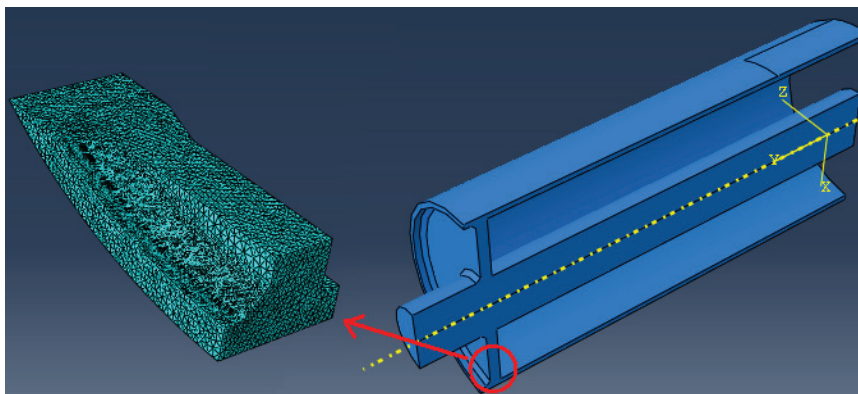


Фиг. 2 Крайноелементен модел на ролката

Макромоделът на ролката е дискретизиран с тетраедърни крайни елементи с междинни възли при три гъстоти на мрежата - фиг. 2б. Натоварването е зададено като налягане с интензитет $1,2 \text{ MPa}$ – фиг. 2в. Закрепването е реализирано като са ограничени всички степени на свобода на челото на шийката на вала и е зададена симетрия, по напречната и надлъжната равнини – фиг. 2г.

Материалът, от който се изработват детайлите на ролката, е стомана S235 с якост $\sigma_B = 360$ MPa [10]. Зададени са модул на еластичност от I-ви род с големина 200 GPa и коефициент на Поасон с големина 0,27.

Резултатите от анализа на макромодела са използвани за създаване на субмодел на заваръчния шев – фиг. 3, като е изрязана е зоната с най-големите опънови главни напрежения, където е възможно да се получи крехко разрушаване, след което в преходите от шева към детайлите са зададени радиуси на закръгление с големина 1. Предписани са граничните условия от макромодела. Дискретизацията на модела е извършена също с тетраедърни елементите с един междинен възел.



Фиг. 3. Субмодел на заваръчния шев

Определянето на границата на уморна якост е извършено по предложена в [11 стр. 41] връзка с границата на якост при статично натоварване: $\sigma_{-1} = 0,32 \cdot \sigma_B = 115,2$ MPa.

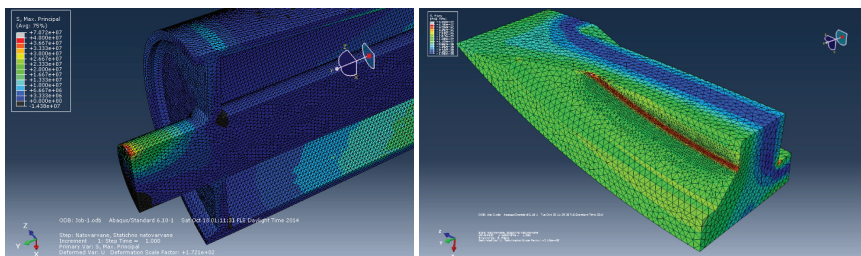
РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

Резултатите за макромодела са дадени в таблица 1. На фиг. 4а е дадена диаграмата на разпределението на първо главно напрежение в макромодела на ролката.

Таблица 1. Резултати от анализа на макромодела по МКЕ

№ на реш.	Големи на елементите, mm	Брой на възлите	Максимално преместване в ролката, mm	Максимално еквивалентно напрежение по IV-та якостна теория в ролката, MPa	Максимално главно напрежение в зав. шев, MPa
1	12	16626	0,608	147	10
2	6	79165	0,603	148	16,5
3	3	505709	0,611	148	35

Както се очаква, максималните напрежения са в средата, която съвпада със зоната на натоварването. Заваръчните шевове се намират на разстояние от зоните, в които са приложени граничните условия, което предполага валидността на принципа на Сен Венан. Поради ръбовете с нулев радиус на закръгление в зоните на заваръчните шевове, резултатите в тях не са сходящи, което се вижда в последната колона на таблица 1.



а) Макромодел

б) Субмодел

Фиг. 4. Първо главно напрежение

Резултатите за субмодела са дадени в таблица 2. На фиг. 4б е дадена диаграмата на разпределение на първо главно напрежение в субмодела. Максималното главно напрежение, което се получава, е 30,5 МПа и както се вижда от последната колона на таблица 2, решението е сходящо. Полученото първо главно напрежение е по-малко от границата на уморна якост.

Таблица 2. Резултати от анализа на субмодела по МКЕ

№ на рещ.	Големи на елементите, mm	Големи на елементите в зоната на сгъстяване, mm	Брой на възлите	Максимално главно напрежение в зав. шев, МПа
1	1	0,4	89907	28,9
2	1	0,2	128536	30,5
3	1	0,1	238712	29,7

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Използването на субмодел и техниката P1CP позволява да се изследва уморната якост на заваръчния шев на ролката на стенд за измерване на спирачната ефективност. Получените резултати за конкретна геометрична конфигурация, гранични условия и материални характеристики, показват, че няма опасност конструкцията да се разруши. Интерес представлява отчитането на остатъчните напрежения от заваръчния процес в шева и зоната около него и изследване на надеждността на изчислителния процес при различни класове на заваръчните шевове.

Стои открит въпросът за определяне на броя цикли, които гуменият слой може да издържи.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторите изказват благодарност на фирма ET “B-5-M-Валерий Машев” за предоставените данни и оказаното съдействие по време на провеждането на настоящото изследване.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ABAQUS Analysis User's Manual, ver. 6.12, Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, USA.
- [2] Cormier N., B. Smallwood, G. Sinclair, G. Meda. Aggressive Submodelling of Stress Concentrations. International Journal for Numerical Methods in Engineering 46, p. 889-909, 1999.
- [3] Halaszi C., C. Gaier, H. Dannbauer, K. Hofwimmer. Fatigue Analysis of Welding Seams in Automotive Structures. Arabian Journal for Science and Engineering, Vol.31, No.2, p. 63-76, 2006.

[4] Radaj D. Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen, Ermüdungsfestigkeit. Düsseldorf, Germany: DVS, 1985.

[5] Schoenborn K. Fatigue Analysis of a Welded Assembly Using ANSYS Workbench. CADFEM User's Meeting, 2005.

[6] Statnikov, R. B., A. R. Statnikov. The Parameter Space Investigation Method Toolkit. Artech House, Norwood, MA, 2011.

[7] Trzeciak K. Diagnostyka samochodow osobowych. WKŁ, Warszawa, 2005.

[8] Ангелов Ю. Моделиране изследване и оптимизация на ролков стенд за измерване на спирачна ефективност. Част II. Параметрична оптимизация. Научни трудове на Русенски университет, том 52, серия 2, стр. 122-125, 2013.

[9] Ангелов Ю., И. Борисов. Моделиране изследване и оптимизация на ролков стенд за измерване на спирачна ефективност. Част I. Моделиране и изследване. Научни трудове на Русенски университет, том 52, серия 2, стр. 118-121, 2013.

[10] БДС EN 10025-2:2005. Горещовалцовани продукти от конструкционни стомани. Част 2: Технически условия на доставка за нелегирани конструкционни стомани.

[11] Желев А., Й. Костадинов. Заварени конструкции. Том II. Якостни оценки. Държавно издателство „Техника“, София, 1984.

[12] Иванов, И. Компютърно моделиране на непрекъснати среди. Русенски университет, 2004.

[13] Иванов Р., Аврамов Е., Русев Р. Влияние на някои фактори върху контактното петно на пневматична гума. Научни трудове на Русенски университет, том 50, серия 4, стр. 65-70, 2011.

[14] Наредба № Н-32 от 16.12.2011 г. за периодичните прегледи за проверка на техническата изправност на пътните превозни средства, Издадена от министъра на транспорта, информационните технологии и съобщенията.

[15] Сестримски Д. Диагностика на автомобила. Техника, София, 1989.

За контакти:

ас. д-р инж. Иво ДРАГАНОВ, катедра „Техническа механика“, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел.: 082-888 224, e-mail: iivanov@uni-ruse.bg

гл. ас. д-р инж. Юлиан Ангелов, катедра „Техническа механика“, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел. 082-888 572, e-mail: julian@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.