

روش المان محدود غیرخطی برای تحلیل تنش‌ها در چشم کوچک شاتون در هنگامه احتراق

سید اسماعیل رضوی استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
 تاج‌بخش نوید چاخ‌رلو استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
 احمدحسین آصفی‌نژاد دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند

چکیده

طراحی شاتون، به دلیل اینکه واسطه تبدیل حرکت رفت و برگشتی پیستون به حرکت دورانی میل لنگ می‌باشد از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، بنابراین تحقیقاتی که بتواند در طراحی بهینه کاربرد داشته باشد می‌تواند به افزایش کارایی موتور منجر شود. در پژوهش حاضر توزیع تنش‌ها در چشم کوچک در هنگامه احتراق بررسی می‌شود. در این بررسی مدل المان محدود سه بعدی شامل چشم کوچک، گژن پین و باس پیستون ارایه شده و با کاربرد المان‌های تماسی، اندرکنش این قطعات و رفتار چشم کوچک مدلسازی می‌شود. با مقایسه نتایج عددی به دست آمده با آنچه از روابط نیمه تجربی به دست می‌آید توافق خوبی مشاهده می‌شود. هرچند مدل المان محدود نشان می‌دهد که روابط نیمه تجربی نمی‌توانند توزیع تنش بحرانی را به درستی پیش‌بینی کنند.

کلمات کلیدی: چشم کوچک شاتون، تحلیل تنش، المان‌های تماسی.

A Nonlinear Finite Element Method for Analysis of Stresses in Connecting Rod Small-End During Combustion Stroke

S. E. Razavi and T. Navid Chakherlou
 School of Mechanical Eng. University of Tabriz
 A. H. Asefi Nejad Mech. Eng. Dept., Sahand University

Abstract

Because of the motion transferring role of connecting rod from piston to crankshaft, an accurate design of this part is of vital important. In this research the stress distribution in small-end during combustion stroke is obtained. 3-D finite element method (FEM) is employed to model the interaction of piston pin, connecting rod small-end, and piston bosses in combustion stroke. Contact sections of the mentioned parts are modeled by employing enhanced contact elements. Non-linear analysis is performed to solve the governing equations. The results were compared with semi-empirical relations of other investigators in which good agreement would exist. Besides, it is shown that semi-empirical method cannot properly predict the critical stress distribution in combustion stroke.

Key words: Small-end, Stress analysis, Contact elements.

۱- مقدمه

پژوهش‌ها نیز در خصوص مدل‌سازی فورجینگ و تحلیل تنش‌ها در آن حالت [۹ و ۱۰] و یا سایر مراحل ساخت [۱۱] بوده است. شاید عمده‌ترین موردی که با عت می‌شود تحلیل تنش قطعات یک سیستم مکانیکی با بی دقتی همراه باشد، عدم اعمال درست نیروهای واکنشی بین اعضایی است که با هم اندرکنش دارند. این مسأله ناشی از رویه‌ای می‌باشد که در تحلیل خطی مرسوم شده است که بنابر آن پدیده تماس را در نظر نگرفته و فرض می‌شود الگوی نیروها داده شده است. این کار غالباً به نتایج محاسباتی غیر دقیق منجر می‌شود. زیرا در حقیقت، نحوه انتقال نیروها یک متغیر ناشناخته است [۱۲].

هدف از پژوهش حاضر ارایه مدل المان محدود سه بعدی جامع برای تحلیل تنش چشم کوچک در هنگامه احتراق است. برای این منظور مدل المان محدودی شامل شاتون، گژن پین و باس پیستون شکل ۲، ساخته شده و المان‌های تماسی نیز در سطوح تماس قطعات تعریف می‌شود. سپس با کمک تحلیل غیر خطی اندرکنش آنها به دقت مدل شده و توزیع تنش‌ها در چشم کوچک در هنگامه احتراق به دست آورده می‌شود. در ادامه نتایج حاصل با نتایج تحلیلی [۵ و ۶] مقایسه خواهند شد.

۲- مدل المان محدود

همانگونه که از شکل ۱ مشخص است مجموعه پیستون، گژن پین و شاتون نسبت به صفحات شعاعی و محوری که از آنها می‌گذرد متقارن است، بنابراین مطابق شکل ۲ برای مدل‌سازی یک چهارم گژن پین و شاتون و یک دوم یکی از باسهای پیستون در نرم افزار ANSYS مدل شده و شرایط مرزی تقارن اعمال می‌شود. برای تولید شبکه از المان SOLID45 و در محل‌های تماس نیز از المان تماسی CONTACT49 استفاده شده است. خواص و مشخصات قطعات گفته شده و شرایط موتور در جدول ۱ آمده است بحرانی‌ترین بارگذاری فشاری بر روی چشم کوچک در هنگامه انفجار ایجاد می‌شود. نیروی عکس‌العمل برآیند ناشی از احتراق و اینرسی به وسیله رابطه (۱) محاسبه شده و به صورت فشار یکنواخت روی قسمتی از ساقه شاتون که برش خورده است اعمال می‌شود شکل ۲. داریم [۵]:

$$F_{com} = (p_{g,max} - p_0)A_p - m_p R \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1)$$

طراحی شاتون به دلیل اینکه وظیفه بسیار مهم انتقال حرکت از پیستون به میل لنگ را بر عهده داشته و علاوه بر آن بیشترین تاثیر را در موزون‌سازی (بالانس کردن) موتور بر عهده دارد از اهمیت بسزایی برخوردار است. پروفیل حرکت و چرخه بارگذاری پیچیده و متغیر- حتی در سرعت‌های ثابت موتور- و اندرکنش شاتون با گژن پین، پیستون- از طریق گژن پین- میل لنگ، بوش‌ها و یاتاقان‌ها و پیچ‌های مورد استفاده در آن از جمله مواردی هستند که مدل‌سازی و تحلیل این قطعه را پیچیده می‌سازد. به این مسایل باید مشکلات متالورژیکی را که منجر به از کار افتادگی شاتون می‌شود نیز اضافه کرد [۱]. از اینرو هر یک از مدل‌های ارایه شده برای شاتون بنا به نیاز شامل تأکید بر بررسی بخش‌هایی از آن است. برای مثال شکست ساقه ناشی از مشکلات متالورژیکی، شکست چشم بزرگ به دلیل گوشه‌هایی که برای پیچ‌های D-head در آن پیش‌بینی می‌شود و شکست چشم کوچک به دلیل سایش^(۱) چشم کوچک با بوش برنزی پرس شده در آن گزارش شده است [۲]. گفتنی است با توجه به طول تماس زیاد گژن پین و پیچیدگی رفتار قطعات در محل‌های تماس با چشم کوچک شاتون و باس پیستون، این نوع خاص سایش منجر به شکست‌های خستگی با سازوکارهای بسیار پیچیده‌ای می‌شود که اکنون تحقیقات گسترده‌ای در زمینه موتورهای احتراق داخلی روی آن صورت می‌گیرد [۳ و ۴]. Khovakh [۵] و Kolchin [۶] از جمله منابعی هستند که با رویکردی تحلیلی- تجربی اقدام به ارایه مدل‌هایی برای توزیع تنش‌ها در چشم کوچک کرده‌اند. Rabb [۷] تحلیل خستگی یک شاتون از کار افتاده موتور دیزلی حادثه دیده را انجام داده است. این تحلیل بر اساس اثرات سایش (fretting) بوده و منجر به اصلاح پروفیل دندان‌های جای پیچ‌ها در چشم بزرگ و تغییر مصالح ساخت شده است.

Fessler و همکاران [۸] مدلی از جنس پلی استرن شامل چشم کوچک و قسمتی از ساقه شاتون، گژن پین و پیستون ساخته و به بررسی تجربی تنش‌ها در گژن پین با روش فتوالاستیسیته در هنگامه احتراق پرداخته اما در خصوص توزیع تنش‌ها در چشم کوچک گزارشی ارایه نداده‌اند. بسیاری دیگر از

بسیار خوبی مشاهده شد، شرح تفصیلی آن در [۱۳] آمده است.

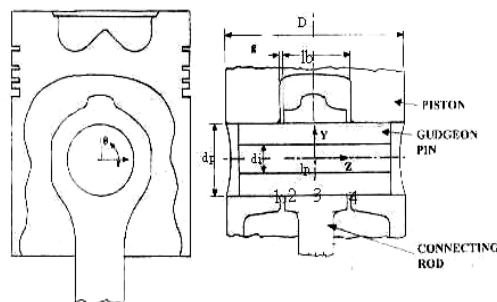
۳- نتیجه گیری

برای مقایسه نتایج حاصل از المان محدود با مدل‌های نیمه تجربی از روابط مرجع‌های [۵] و [۶] استفاده می‌شود.

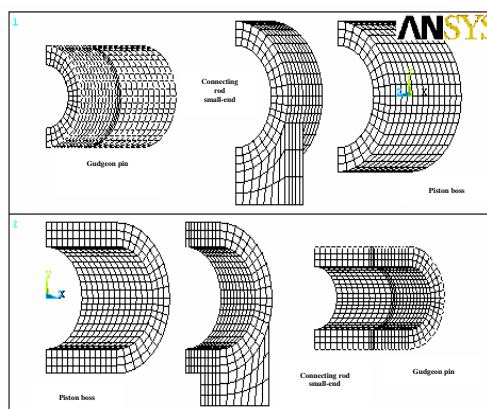
شکل ۴ کانتورهای تنش خمشی (σ_θ) در مجموعه چشم کوچک، گژن پین و باس پیستون است. برای نشان دادن بهتر کانتور تنش مذکور در چشم کوچک، این قطعه از مجموعه جدا و در شکل (۴-ب) نشان داده شده است. این شکل به روشنی نشان می‌دهد حداکثر تنش در سطح داخلی در $\varphi_{cr} = 180^\circ$ رخ می‌دهد که روش تحلیلی قادر به پیش‌بینی آن نیست، زیرا در روش تحلیلی چشم کوچک حلقه‌ای در نظر گرفته می‌شود که روی نیمه پایینی خود در $\varphi_{cr} = \pm\varphi_{em}$ به طور صلب مقید شده است [۵] و [۶]. نتایج تنش‌های محیطی (σ_θ) و تنش‌های شعاعی (σ_r) حاصل از مدل‌های المان محدود در موقعیت‌های مشخص شده در شکل ۳ بر حسب تغییرات (φ_{cr}) که نسبت به محور تقارن عمودی چشم کوچک اندازه‌گیری می‌شود شکل ۲ برای زاویه استقرار 110° در شکل ۵ رسم شده است. به خاطر تقارن شاتون نسبت به محور عمودی که از آن می‌گذرد، یک دوم نمودار رسم شده است. این شکل به روشنی نشان می‌دهد که حداکثر تنش‌های محیطی در لبه بیرونی چشم کوچک $ext-2-\sigma_\theta$ شکل ۳ روی می‌دهد.

همچنان که شکل ۵ نشان می‌دهد حداکثر تنش‌های شعاعی در $\varphi_{cr} = \pm 180^\circ$ در محل لبه‌های گژن پین شکل ۳ و $ext-2$ روی می‌دهد، این مورد ناشی از تماس شدیدتر گژن پین با چشم کوچک در آن ناحیه است، که از کانتورهای شکل‌های ۴ کاملاً مشخص است.

برای مقایسه نتایج حاصل از المان محدود با روش‌های نیمه تجربی نتایج گرهی المان محدود در محل‌های $ext-2$ و $ext-3$ در سطح خارجی و $int-2$ و $int-3$ در سطح داخلی به ترتیب در شکل‌های ۶-الف و ۶-ب برای زاویه استقرار 110° رسم شده است. چنانکه شکل ۶-الف نشان می‌دهد روابط نیمه تجربی [۵] و [۶] در سطح خارجی فقط می‌توانند برآوردی در وسط چشم کوچک ($ext-3$) ارائه دهند و قادر به پیش‌بینی تنش‌ها در لبه سطح خارجی چشم کوچک ($ext-2$) نیستند. این شکل نشان



شکل ۱- مجموعه پیستون، چشم کوچک شاتون و گژن پین



شکل ۲- هندسه و تولید شبکه المان محدود نوعی برای زاویه استقرار چشم کوچک روی ساقه شاتون

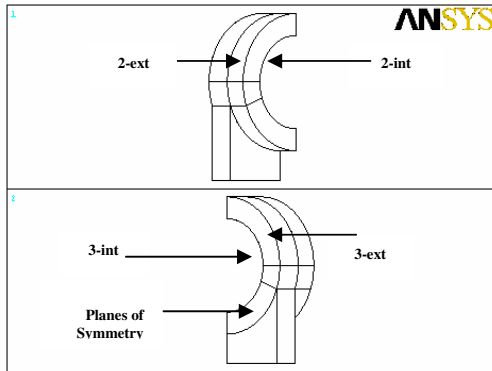
$$\varphi_{em} = 110^\circ$$

جدول ۱- مشخصات پیستون، گژن پین و شاتون و شرایط موتور

λ	0.264	R	33.35 mm
d_p	23.820 mm	r_m	15.5 mm
d_i	14.7 mm	m_p	0.6654 kg
h	4 mm	p_0	100 KPa
l_b	27 mm	$p_{g,max}$	4.5 MPa
l_p	74.4 mm	n_t	3750 rpm

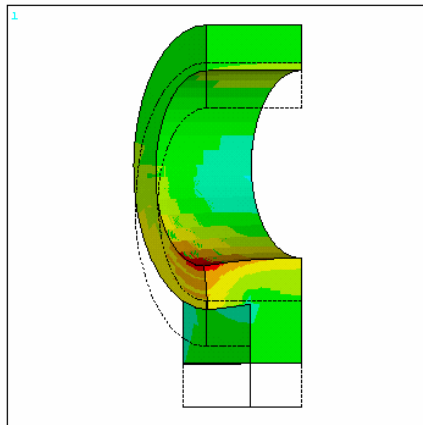
برای بررسی اعتبار (validation) جواب‌های به دست آمده، توزیع تنش‌های ایجاد شده در گژن پین که از مدل‌های حاصل از مدل المان محدود حاضر به دست آمده بود با نتایج حاصل از فتوالاستیسیه [۸] مقایسه شد که مطابقت

بیرونی چشم کوچک (2-ext) روی می‌دهد که روش تجربی قادر به پیش‌بینی آن نیست.

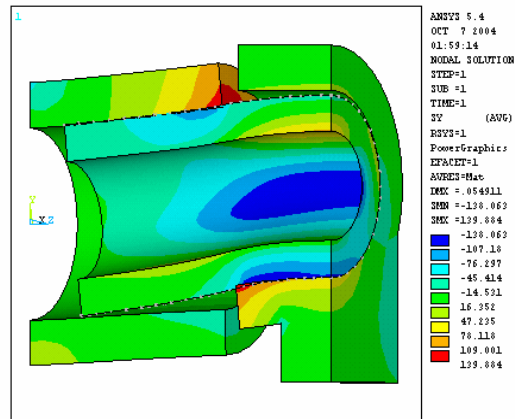


شکل ۳- موقعیت گره‌های انتقال یافته جهت رسم نمودار ۵

می‌دهد که استفاده از روابط نیمه تجربی در محدوده $-\varphi_{em} \leq \varphi_{cr} \leq \varphi_{em}$ ایمن می‌باشد اما قادر به پیش‌بینی حداکثر تنش در سطح داخلی که در $\varphi_{cr} = \pm 180^\circ$ رخ می‌دهد نمی‌باشد. علت رشد نسبی تنش‌ها در لبه بیرونی چشم کوچک (2-ext) تغییر شکل زیاد این محل به علت تماس با گژن بین است که از کانتورهای شکل‌های ۴ به وضوح دیده می‌شود. شکل ۶-ب برای سطح داخلی نشان می‌دهد استفاده از روابط تجربی در محدوده قابل ملاحظه‌ای از چشم کوچک ایمن نیست. شکل ۷ مقایسه‌ای بین نتایج عددی مدلسازی المان محدود حاضر در وسط و لبه‌های گژن بین در سطوح داخلی و خارجی آن است شکل ۳. از $\varphi_{cr} = 100^\circ$ به بعد افزایش قابل توجهی در میزان تنش‌های خمشی (σ_θ) به وجود می‌آید. همانگونه که از این شکل نیز مشاهده می‌شود بحرانی‌ترین توزیع تنش در لبه

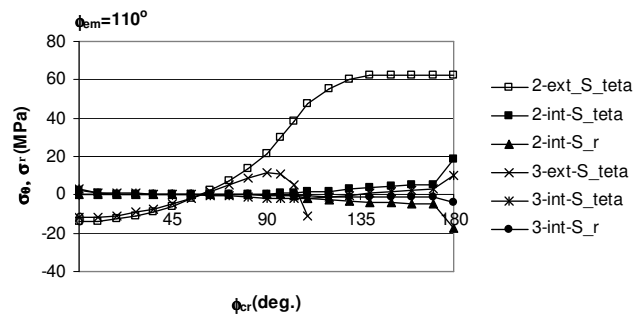


(ب)

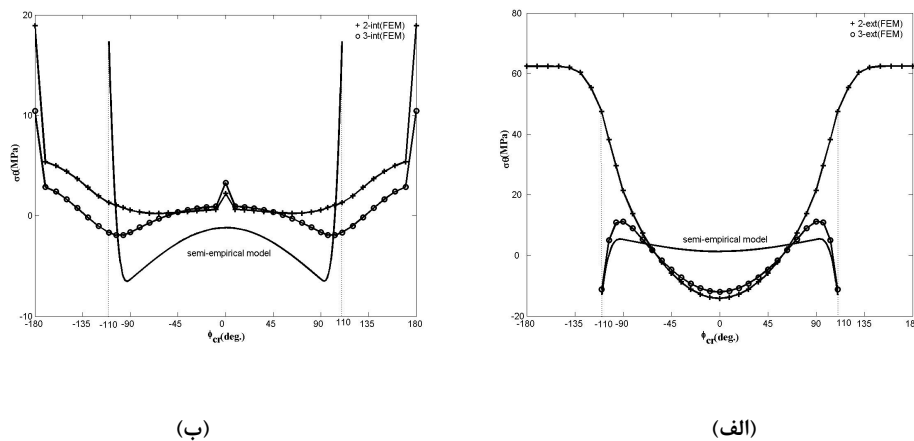


(الف)

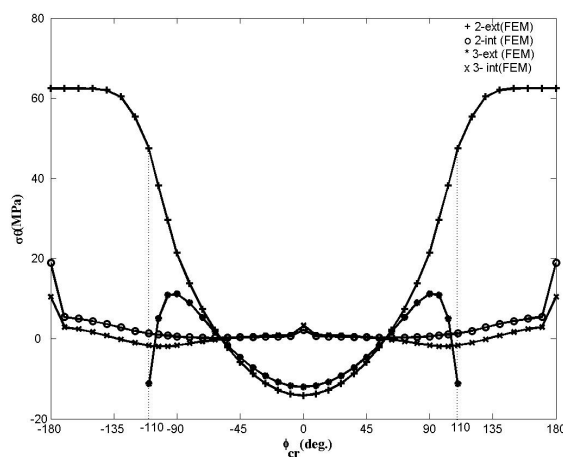
شکل ۴- الف- توزیع تنش‌های محیطی (σ_θ) بر حسب MPa در مجموعه چشم کوچک شاتون، گژن بین و باس پیستون، در $\varphi_{em} = 110^\circ$ در شکل (ب) چشم کوچک از مجموعه (الف) جدا شده است.



شکل ۵- توزیع تنش‌های محیطی (σ_θ) و شعاعی (σ_r) در چشم کوچک $\varphi_{em} = 110^\circ$



شکل ۶- الف - توزیع تنش‌های محیطی (σ_{θ}) در سطوح خارجی و (ب) داخلی چشم کوچک در هنگامه احتراق براساس مدل‌های تحلیلی والمان محدود، برای زاویه استقرار چشم کوچک روی ساقه شانون $\varphi_{em} = 110^{\circ}$



شکل ۷- مقایسه توزیع تنش‌های خمشی (σ_{θ}) در سطح داخلی و بیرونی چشم کوچک در هنگامه احتراق براساس مدل المان محدود، برای زاویه استقرار چشم کوچک روی ساقه شانون $\varphi_{em} = 110^{\circ}$

نمادها	گشتاور محیطی	M
سطح مقطع چشم کوچک	جرم مجموعه پیستون	m_p
سطح مقطع پیستون	نیروی نرمال	N
قطر پیستون	سرعت حداکثر گشتاور موتور rpm	n_t
قطر داخلی گژن پین	فشار اتمسفر	p_0
قطر بیرونی گژن پین	حداکثر فشار گاز	$p_{g,max}$
ضخامت چشم کوچک	شدت بار گسترده احتراق	q_{com}
پهنای چشم کوچک	شعاع لنگ	R
طول گژن پین	شعاع متوسط چشم کوچک	r_m

- [6] Kolchin A., Demidov V., "Design of Automotive Engine", Mir Publishers, 1984.
- [7] Rabb R., "Fatigue Failur of a Connecting Rod", Engineering Failure Analysis, 1996.
- [8] Fessler H., Hyde T. H., "Stress Distribution in Gudgeon pins", Strain Analysis, Vol. 32, No. 5, 1997.
- [9] Cho J. R., Yang D. Y., "Three Dimensional Finite Element Simulation of Connecting Rod Forging Using a New Remeshing Scheme", Engineering Computation,, Vol. 5, No. 6, 1998.
- [10] Lohmousavi M., Bakhshijouybari M. B., "The comprehensive system of design and simulation of connecting rods forging aided computer", 6 th. SMEIR, 2002.
- [11] Fukuda S., Eto H., "Development of Fracture Splitting Connecting Rod", SAE of Japan, Elsevier Science, 2002.
- [12] Zahavi, E., Barlam, D., "Non-Linear Problem in Machine Design", CRC Press, 2000.
- [13] Assefinejad A. H., "Stress Analysis in Connecting Rod Small-end and Gudgeon Pin of Internal Combustion Engines", MEng. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, 2004.

[۱۴] تیموشنکو س.، "مقاومت مصالح"، ترجمه توکلی هشجین ت، مهرکار اصل م.، انتشارات دانشگاه تهران، ۱۳۷۴.

λ	نسبت شعاع لنگ به طول شاتون
σ_{θ}	تنش مماسی
σ_{ext}	تنش مماسی در سطح خارجی چشم کوچک
σ_{int}	تنش مماسی در سطح داخلی چشم کوچک
ω_t	سرعت حداکثر گشتاور موتور rad/sec
φ	زاویه لنگ
	زاویه استقرار چشم کوچک روی ساقه شاتون نسبت به محور
φ_{em}	تقارن عمودی شاتون
	تغییرات زاویه حلقه چشم کوچک نسبت به محور تقارن عمودی
φ_{cr}	شاتون

مراجع

- [1] ASM Handbook, "Failure Analysis and Prevention", ASM International, 1986, Vol. 11.
- [2] Wright D. H., "Testing Automotive Materials and Components", SAE, 1993.
- [3] Zhang C. et. al., "Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication, Part I: Experimental Studies", Tribology Transaction, Vol. 46, 2003.
- [4] Zhang C. et. al., "Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication, Part II: Scuffing Mechanism and Failure Criterion", Tribology Transaction, Vol. 47, 2004.
- [5] Khovakh M., "Motor Vehicle Engine", Mir Publishers, 1979.