



## بررسی استحکام و تخمین عمر خزش سیلندر موتور تراکتور MF 399 در حالت استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده (CNG)

رضا جعفرزاده<sup>۱</sup>، داود محمدزمانی<sup>۲</sup>، اسعد مدرس مطلق<sup>۳</sup>، ایرج رنجبر<sup>۴</sup>

تاریخ دریافت: ۹۵/۱۲/۱

تاریخ پذیرش: ۹۵/۱۲/۲۳

### چکیده:

برای به دست آوردن عمر خزش یک سازه فلزی می‌توان روش تنش مرجع را به کار برد و برای به دست آوردن تنش مرجع در یک سازه فلزی مهم‌ترین گام تعیین بار گسیختگی پلاستیک سازه است. ترکیب روش المان محدود و تئوری آنالیز حدی یکی از روش‌های تعیین بار گسیختگی یک سیستم می‌باشد. در روش ترکیبی المان محدود و آنالیز حد پایین با کاربرد تقریب خطی سطح تسلیم و با اعمال روابط تعادل، شرایط مرزی و شرایط ناپیوستگی مجاز استاتیکی تنش‌ها، معادلاتی موسوم به معادلات قیدها حاصل می‌شود. با کاربرد این معادلات و با توجه به شرایط بارگذاری و با بهره‌گیری از تکنیک بهینه‌سازی، یک میدان تنش مجاز استاتیکی که توسط آن حد پایینی برای بار گسیختگی به دست می‌آید، محاسبه می‌شود. بعد از تعیین بار گسیختگی تنش مرجع تعیین می‌گردد و با به کار بردن آن در این تحقیق عمر خزش در فشار و دمای بیشینه‌ی بوش سیلندر به دست می‌آید. به علت زیاد نبودن فشار و دمای اعمال شده به بوش سیلندر، عمر خزش بسیار بالا حاصل می‌شود و نشان دهنده این است که در این دما بوش سیلندر رفتار کاملاً الاستیک از خود بروز می‌دهد. ولی در مورد سوپاپ دود و پیستون با وجود اینکه در معرض فشار پایین‌تری نسبت به بوش سیلندر قرار دارند به دلیل بالاتر بودن دمای اعمال شده به آنها عمر خزش بسیار کمتری نسبت به بوش سیلندر به دست می‌آید و هر دو قطعه در این دما و فشار اعمالی وارد فاز پلاستیک می‌شوند.

**واژه‌های کلیدی:** عمر خزش، المان محدود، برنامه‌ریزی غیر خطی، حد پایین بار گسیختگی، سیلندر MF 399

### مقدمه:

عمر خزش یکی از موارد مهم طراحی قطعات مهندسی با نگرش ایمنی-خرابی می‌باشد.

تئوری حد پایین بار گسیختگی یک ابزار قدرتمند برای تخمین عمر خزش به روش عددی می‌باشد. در این تئوری فرض می‌شود که نمونه‌ی فلزی دارای رفتار کاملاً پلاستیک با یک جریان غیر همراه است و میدان تنش‌های استاتیکی مجاز تخمین حد پایینی از بار واقعی را نتیجه می‌دهند. میدان تنش‌های مجاز استاتیکی به این صورت تعریف می‌شوند. که شرط تنش مرزی، تعادل و شرط تسلیم را ارضاء کنند.

چگالی انرژی کرنشی که معیاری برای ارزیابی شکست خزشی می‌باشد در جداری درونی سیلندر بالاترین مقدار را دارد. فشار اعمال شده بر جداری درونی سیلندر با گذشت زمان باعث افزایش چگالی انرژی کرنشی در جداری درونی می‌شود.

خزش در سیلندرها، مخازن و لوله‌های فلزی تحت فشاری که حدوداً در دمای بالاتر از  $0.3-0.5$  نقطه‌ی ذوب خود کار می‌کنند شروع شده و با گذشت زمان گسترش می‌یابد که در نهایت باعث صدمه دیدن سازه می‌گردد. بنابراین به‌دست آوردن

۱- دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران: (نویسنده مسئول) nazazartak@yahoo.com

۲- استادیار، گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران

۳- استادیار، گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران

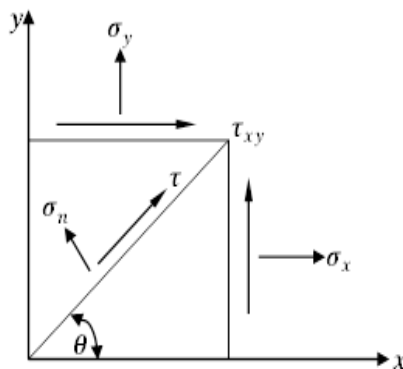
۴- دانشیار، دانشگاه ارومیه، آذربایجان غربی، ایران

در این پژوهش الگوریتم مجموعه مؤثر درجه دوم محدب برای حل مسئله برنامه‌ریزی درجه دوم مربوط به سازه سیلندر به کار رفته است. برای تشریح مؤثر بودن راهبرد، نتایج حاصل برای عمر خزش با نتایج حاصل از روشهای دیگر مقایسه شده است.

### مواد و روش‌ها

#### فرمولاسیون المان محدود تئوری حد پایین

بر پایه کارهای اسلون (۱۹۸۸)، فرمولاسیون المان محدود تئوری حد پایین از المان‌های مثلثی سه گرهی تنش بهره می‌برد. هر گره دارای سه درجه‌ی آزادی از نوع تنش‌های مجهول  $\sigma_x$ ،  $\sigma_y$  و  $\tau_{xy}$  می‌باشد (شکل ۱).



شکل ۱- تفکیک تنش‌ها به مؤلفه‌های قائم و برشی

Figure 1- Resolution of stresses into normal and shear components

بر طبق روابط زیر فرض بر این است که تغییرات تنش در طول هر المان به صورت خطی باشد.

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \sum_{i=1}^3 N_i \sigma_{yi} \\ \tau_{xy} &= \sum_{i=1}^3 N_i \tau_{xyi}\end{aligned}\quad (1)$$

که  $\sigma_x$ ،  $\sigma_y$  و  $\tau_{xy}$  تنش‌های گرهی و  $N_i$  توابع شکل خطی می‌باشند. در المان‌های مثلثی سه گره‌ای تابع شکل برای هر المان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\begin{aligned}N_1 &= \frac{\xi_1 + \eta_1 x + \zeta_1 y}{2A} \\ N_2 &= \frac{\xi_2 + \eta_2 x + \zeta_2 y}{2A} \\ N_3 &= \frac{\xi_3 + \eta_3 x + \zeta_3 y}{2A}\end{aligned}\quad (2)$$

که در این روابط مقادیر  $\xi_i$ ،  $\eta_i$  و  $\zeta_i$  برابر است با:

همچنین تنش‌ها بایستی در درون یا روی سطح تسلیم در فضای تنش قرار گیرند.

هر چند که تئوری حد پایین ابزار ویژه مفیدی برای تحلیل‌های استحکام می‌باشد، کاربرد آن اغلب در مسائل عملی که شامل بارگذاری و هندسه پیچیده می‌باشند مشکل است. یک روش چاره برای محاسبه حد پایین، که از المان محدود و برنامه ریزی خطی و غیر خطی بهره می‌گیرد توسط لیسمر (۱۹۷۰) و اسلون (۱۹۸۸) برای مورد خطی و مدرس مطلق (۱۹۹۷) و لیامن و اسلون (۲۰۰۲) برای مورد غیر خطی ارائه شده است. در این فرایند توده فلز به مجموعه‌ای از المان‌های مثلثی سه گرهی که متغیرهای گره‌ها تنش‌های مجهول هستند جدا می‌شود. به کار بردن شرایط حدی تنش، معادلات تعادل و شرط تسلیم منجر به بیان بار گسیختگی می‌شود که تابع بیشینه ساختن مجموعه‌ی قیود خطی تنش‌ها است. دایر بر اجتناب کردن از رخ دادن قیود غیر خطی در ماتریس قیودها، لیسمر (۱۹۷۰)، اسلون (۱۹۸۸) و مدرس مطلق (۱۹۹۷) سطح تسلیم را به وسیله‌ی تابع خطی از تنش‌های مجهول تقریب زدند. همچنین لیامن و اسلون (۲۰۰۲) با به کار بردن تقریب هذلولی سطح تسلیم به برنامه‌ریزی غیر خطی نائل شدند. مزیت عمده‌ی فرمولاسیون عددی تئوری حد پایین این است که می‌تواند با مسائل با بارگذاری و هندسه‌ی پیچیده سر و کار داشته باشد. اما اشکال اساسی آن این است که میزان زمان مورد نیاز برای حل مسئله برنامه‌ریزی حاصل از آن ممکن است به صورت معنی‌داری افزایش یابد به ویژه اگر الگوریتم یک جهتی متداول یا تجدید نظر یافته به کار رود. علت این امر این است که معیار تسلیم تقریب زده شده نوعاً تولید تعداد بسیار زیادی از قیود نابرابری در تنش‌های گرهی می‌نماید. اسلون (۱۹۸۸) با بهره‌گیری از الگوریتم مجموعه مؤثر در حل مسئله برنامه‌ریزی خطی بر این مشکل فائق آمد. علاوه بر این او این الگوریتم را به وسیله راهبرد فاکتوریزاسیون و بهنگام کردن رید (۱۹۷۶-۱۹۷۵) بهبود داد و نیز برای رسیدن به این منظور مدرس مطلق با به کار بردن الگوریتم مجموعه‌ی مؤثر درجه دوم محدب و راهبرد فاکتوریزاسیون و بهنگام کردن رید توانست برنامه‌ریزی درجه دوم تعیین حد پایین بار گسیختگی سازه مکانیکی را حل نماید.



## مجله مهندسی زیست سامانه

در این معادلات، تنش‌های کششی مثبت فرض شده و  $\gamma$  وزن مخصوص فلز می‌باشد. از آنجا که تنش‌ها در سطح المان-ها به صورت خطی توزیع شده‌اند با جاگذاری روابط (۲)

و (۳) در رابطه‌ی (۴)، برای هر المان دو قید برابری<sup>۲</sup> روی تنش‌های گرهی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$[A_{eq}] \vec{x} = \vec{b}_{eq} \quad (5)$$

$$[A_{eq}] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} \xi_1 & 0 & \eta_1 & \xi_2 & 0 & \eta_2 & \xi_3 & 0 & \eta_3 \\ 0 & \eta_1 & \xi_1 & 0 & \eta_2 & \xi_2 & 0 & \eta_3 & \xi_3 \end{bmatrix}$$

$\vec{x} = \{\sigma_{x1}; \sigma_{y1}; \tau_{xy1}; \sigma_{x2}; \sigma_{y2}; \tau_{xy2}; \sigma_{x3}; \sigma_{y3}; \tau_{xy3}\}^T$  در رابطه (۵) مساحت المان و  $\xi$ ،  $\eta$  و  $\zeta$  ضرایب رابطه (۳) هستند.

با به دست آمدن ماتریس قیدهای  $[A_{eq}]$  و بردار سمت راست  $\vec{b}_{eq}$  برای هر المان و تعمیم آن‌ها برای کل شبکه، قیدها و بردار سمت راست برای کل شبکه به دست می‌آید.

شرایط مرزی<sup>۳</sup>

در فرمولاسیون المان محدود حد پایین به منظور اعمال شرایط مرزی تعیین شده لازم است قیدهای اضافی بر تنش-های گره‌ای اعمال گردند. در مسئله دیواره فلزی که زیر بار ترکیبی از نیروهای برشی و قائم قرار دارد شرایط مرزی به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\sigma_n^L = q = \text{constant}; \tau^L = t = \text{constant} \quad (6)$$

با توجه به تغییرات خطی مؤلفه‌های تنش  $\sigma_x$ ،  $\sigma_y$  و  $\tau_{xy}$  در طول ضلع هر المان و با توجه به شکل (۳) شرایط کلی مرزی به صورت زیر تعریف می‌گردند:

$$\sigma_n^L = q_1 + (q_2 - q_1)\xi; \tau^L = t_1 + (t_2 - t_1)\eta \quad (7)$$

که  $L$  معرف ضلع المان مثلثی شکل است که تنش‌های مرزی معلوم بر آن وارد می‌شود.  $\xi$  مختصات محلی در راستای ضلع  $L$ ،  $(q_1; q_2)$  تنش‌های قائم مرزی متناظر با گره‌های (1; 2) و  $(t_1; t_2)$  نیز تنش‌های برشی مرزی متناظر با گره-های (1; 2) می‌باشند.

برای ارضاء شرایط مرزی رابطه‌ی (۷) کافی است معادلات

$$\begin{aligned} \xi_1 &= x_2 y_3 - x_3 y_2 & \eta_1 &= y_2 - y_3 \\ \zeta_1 &= x_3 - x_2 \\ \xi_2 &= x_3 y_1 - x_1 y_3 & \eta_2 &= y_3 - y_1 \\ \zeta_2 &= x_1 - x_3 \\ \xi_3 &= x_1 y_2 - x_2 y_1 & \eta_3 &= y_1 - y_2 \\ \zeta_3 &= x_2 - x_1 \end{aligned} \quad (3)$$

$A$  مساحت المان است و از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

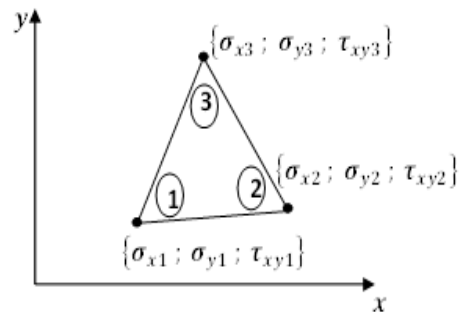
$$A = |\eta_1 * \zeta_2 - \eta_2 * \zeta_1|$$

مجهولات مسئله تنش‌های گره‌ای می‌باشند که در یک

شبکه با تعداد  $N$  گره تعداد مجهولات مسئله برابر  $3N$  خواهد بود.

تعالد المان‌ها<sup>۱</sup>

یکی از شروط روش المان محدود حد پایین ارضاء روابط تعادل در المان‌ها است. برای مسائل کرنش مسطح، در هر گره از المان سه مؤلفه تنش مجهول  $\sigma_x$ ،  $\sigma_y$  و  $\tau_{xy}$  وجود دارد (شکل ۲). در مسائل کرنش مسطح مقدار  $\sigma_z = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$  می‌باشد. برای تولید یک میدان تنش مجاز استاتیکی که بار گسیختگی پلاستیک را نتیجه می‌دهد باید تنش‌ها در سطح هر المان معادلات تعادل را ارضاء نمایند.



شکل ۲- مثلث تنش سه گره‌ای خطی

Figure 2-Three noded linear stress triangle

برای المان نشان داده شده در شکل (۲) طبق تئوری الاستیسیته معادلات تعادل به شرح زیر می‌باشند:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} &= \gamma \end{aligned} \quad (4)$$

2. Equality Constraint  
3. Boundary Condition

1. Equilibrium Equation

### معیار تسلیم

اگر در شرایط کرنش مسطح تنشهای کششی را مثبت فرض کنیم، معیار تسلیم ون میسر می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$F = (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (2\tau_{xy})^2 - \frac{4}{3}S_y^2 = 0 \quad (11)$$

چون که تنش‌ها نباید از شرط تسلیم فراتر روند، از این رو برای برآورده کردن الزامات تئوری حد پایین، ضروری است که در هر مثلث تنش رابطه‌ای  $F \leq 0$  ارضاء شود. برای فرمول بندی تئوری حد پایین به عنوان مسئله برنامه‌ریزی خطی یا درجه دوم، لازم است که رابطه (۱۱) توسط معیار تسلیم که تابعی خطی از تنشهای مجهول است تقریب زده شود. برای اطمینان از این که جواب به دست آمده از تئوری حد پایین بسیار نزدیک به بار گسیختگی واقعی باشد، سطح تسلیم خطی شده بایستی در درون سطح تسلیم ون میسر در فضای تنش قرار گیرد.

با در نظر گرفتن:

$$X = \sigma_x - \sigma_y ; Y = 2\tau_{xy} ; R = \frac{2}{\sqrt{3}}S_y \quad (12)$$

شرط تسلیم ون میسر را می‌توان به صورت  $X^2 + Y^2 = R^2$  نوشت. بر حسب متغیرهای  $X$  و  $Y$  همان گونه که در شکل (۴) نشان داده شده است یک دایره رسم می‌شود. سطح تسلیم ون میسر به وسیله یک چند ضلعی محاطی با  $P_1$  ضلع و  $P_1$  رأس تقریب زده می‌شود. به طور کلی سطح تسلیم خطی شده به صورت زیر بیان می‌شود:

$$A_k\sigma_x + B_k\sigma_y + C_k\tau_{xy} \leq D \quad (13)$$

$k = 1; 2; \dots; P_1$

که برای سطح تسلیم ون میسر:

$$A_k = \cos \frac{2\pi k}{P_1} ; B_k = -\cos \frac{2\pi k}{P_1} ; C_k = 2\sin \frac{2\pi k}{P_1} ; D = R \cos \frac{\pi}{P_1} \quad (14)$$

شکل ۴- تقریب خطی معیار تسلیم ون میسر

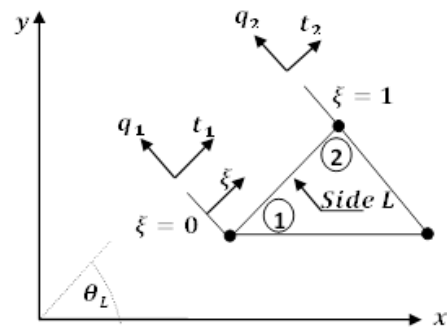
Figure 4- Linearized Von-Mises yield function ( $P_1 = 6$ )

شکل ۴- تقریب خطی معیار تسلیم ون میسر

Figure 4- Linearized Von-Mises yield function ( $P_1 = 6$ )

زیر در گره‌های دو طرف لبه های مرزی برقرار باشند:

$$\sigma_{n1} = q_1; \sigma_{n2} = q_2; \tau_1 = t_1; \tau_2 = t_2 \quad (8)$$



شکل ۳- شرایط مرزی تنش

Figure 3- Stress boundary conditions

حال اگر  $\theta_L$  زاویه‌ی ضلع  $L$  با جهت مثبت محور  $x$  باشد (پاد ساعتگرد مثبت) و با استفاده از روابط (۹)، می‌توان قیدهای برابری را به دست آورد.

$$\tau = -\frac{1}{2}\sin 2\theta\sigma_x + \frac{1}{2}\sin 2\theta\sigma_y + \cos 2\theta\tau_{xy}$$

$$\sigma_n = \sin^2\theta\sigma_x + \cos^2\theta\sigma_y - \sin 2\theta\tau_{xy} \quad (9)$$

قیدهای برابری:

$$[A_{\text{bound}}]\vec{x} = \vec{b}_{\text{bound}} \quad (10)$$

که در آن:

$$[A_{\text{bound}}] = \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & T \end{bmatrix}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} \sin^2\theta_1 & \cos^2\theta_1 & -\sin 2\theta_1 \\ -\frac{1}{2}\sin 2\theta_1 & \frac{1}{2}\sin 2\theta_1 & \cos 2\theta_1 \end{bmatrix}$$

$$\vec{x} =$$

$$\{\sigma_{x1}; \sigma_{y1}; \tau_{xy1}; \sigma_{x2}; \sigma_{y2}; \tau_{xy2}\}^T$$

$$\vec{b}_{\text{bound}} = \{0; 0; 0; 0\}^T$$

بنابراین برای هر ضلع از المان‌های شبکه که تنش‌های

سطحی مرزی بر آنها اثر می‌کند حداکثر چهار قید برابری تولید می‌شود. اگر ضلع مرزی به صورت آزاد و بدون بارگذاری باشد رابطه (۸) به صورت زیر اصلاح می‌گردد:

$$\sigma_{n1} = \sigma_{n2} = \tau_1 = \tau_2 = 0$$

همچنین اگر ضلع مرزی، حاصل از تقارن هندسی مسئله

باشد رابطه‌ی (۸) به صورت زیر در می‌آید:

$$\sigma_{n1} \neq 0 \quad \sigma_{n2} \neq 0 ; \tau_1 = \tau_2 = 0$$



S وارد می‌شود. شکل (۵) لبه یک مثلث را نشان می‌دهد که توسط گره‌های ۱ و ۲ معین شده است. اگر فرض شود تنش‌ها به صورت خطی در طول هر المان تغییر کنند، Q از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Q = \frac{Lh}{2} (\sigma_{n1} + \sigma_{n2}) \quad (17)$$

که در آن L طول لبه مرزی S و  $(\sigma_{n1}; \sigma_{n2})$  تنش‌های قائم وارده بر گره‌های ۱ و ۲ مثلث e هستند.

اگر بارهای خارجی مطابق شکل (۶) فقط در جهت مماس به لبه مرزی اعمال شوند، Q از رابطه زیر به دست می‌آید.

که در آن Q بار گسیختگی است، h ضخامت خارج از صفحه و  $\sigma_n$  تنش قائمی است که بر روی قسمتی از لبه مرزی

$$Q = \frac{Lh}{2} (\tau_1 + \tau_2) \quad (18)$$

که در آن  $(\tau_1; \tau_2)$  تنش‌های برشی در گره‌های ۱ و ۲ از مثلث e هستند.

اگر بارگذاری خارجی در هر دو جهت قائم و مماسی بر لبه مرزی اعمال شود، برطبق روابط (۱۷) و (۱۸)، بار گسیختگی بیشینه شده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Q^2 = Q_x^2 + Q_y^2 \quad (19)$$

$$Q_x = \sum_s \frac{L_i h_i}{2} (\sigma_{n1} + \sigma_{n2}) \sin \theta_s +$$

$$\sum_s \frac{L_i h_i}{2} (\tau_1 + \tau_2) \cos \theta_s$$

$$Q_y = \sum_s \frac{L_i h_i}{2} (\sigma_{n1} + \sigma_{n2}) \cos \theta_s +$$

$$\sum_s \frac{L_i h_i}{2} (\tau_1 + \tau_2) \sin \theta_s$$

برای فرمولاسیون بار گسیختگی به صورت تابعی از تنش‌های مجهول  $\sigma_x$ ،  $\sigma_y$  و  $\tau_{xy}$ ، روابط (۹) و (۱۹) ترکیب می‌شوند و نتیجه زیر حاصل می‌شود:

$$Q^2 = Q_x^2 + Q_y^2 = \{\sigma\}^T H \{\sigma\} \quad (20)$$

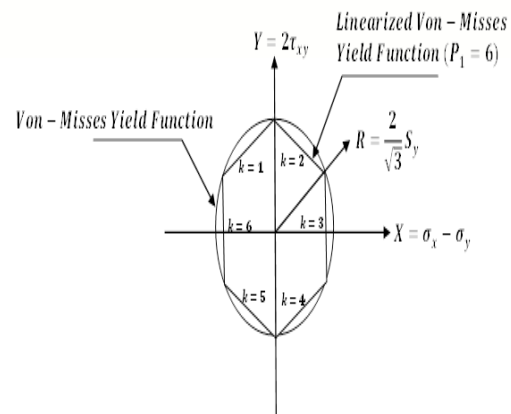
$$Q_x = C_1 \sigma_{x1} + C_2 \sigma_{y1} + C_3 \tau_{xy1} + \dots +$$

$$C_{n-2} \sigma_{xn} + C_{n-1} \sigma_{yn} + C_n \tau_{xyn}$$

$$Q_y = CC_1 \sigma_{x1} + CC_2 \sigma_{y1} + CC_3 \tau_{xy1} +$$

$$\dots + CC_{n-2} \sigma_{xn} + CC_{n-1} \sigma_{yn} + CC_n \tau_{xyn}$$

که در آن H ماتریس متقارن هسی،  $C_1$  و  $CC_1$  به ترتیب مولفه‌های بار خارجی مجهول در جهات X و Y، که تابعی از  $\theta_s$ ،  $L_i$  و  $h_i$  می‌باشند. به طور کلی برای حل مسائل برنامه-ریزی خطی و درجه دوم تابع هدف به این شکل نوشته می‌شود:



شکل ۴- تقریب خطی معیار تسلیم ون میسر

Figure 4- Linearized Von-Mises yield function ( $P_1 = 6$ )

قیود تحمیل شده بر تنش‌ها در هر گره به سبب خطی-سازی معیار تسلیم، می‌توانند به وسیله رابطه ماتریسی زیر خلاصه شوند:

$$[A_{yield}] \vec{x} \leq \vec{b}_{yield} \quad (15)$$

که در آن:

$$[A_{yield}] = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ A_{P_1} & B_{P_1} & C_{P_1} \end{bmatrix}_{P \times 3}$$

$$\vec{x}^T = \{\sigma_x; \sigma_y; \tau_{xy}\}$$

$$\vec{b}_{yield}^T = \{D_1; D_2; \dots; D_{P_1}\}$$

بنابراین شرط تسلیم خطی شده تولید  $P_1$  قید نابرابری در هر گره بردار تنش می‌کند. از آنجا که  $3E$  گره برای شبکه E مثلی داریم تعداد کل قیود نابرابری تولید شده برابر با  $3P_1E$  می‌شود.

#### تابع هدف

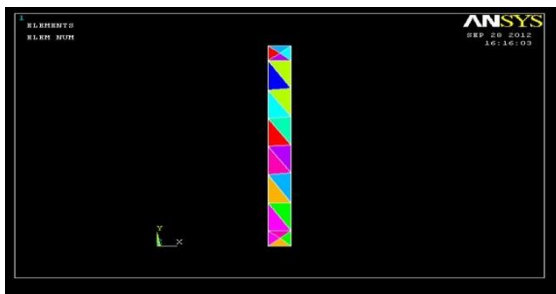
در بیشتر مسائل کرنش مسطح، اگر بارهای خارجی مجهول در جهت قائم بر لبه‌ی مرزی المان اعمال شوند، نیاز به یافتن میدان مجاز تنش استاتیکی است که انتگرال زیر را بیشینه کند:

$$Q = h \int_S \sigma_n ds \quad (16)$$

حدی تحت شرایط بارگذاری فشاری می‌باشد. برای فرمولاسیون المان محدود حد پایین بار گسیختگی و حل مسئله‌ی بهینه‌سازی حاصل از این فرمولاسیون، برنامه‌ی تدوین شده به زبان برنامه‌نویسی فرترن تحت عنوان OPSTAL به کار می‌رود. در گام دوم بعد از حاصل شدن بار گسیختگی حدی تنش مرجع  $\sigma_r$  محاسبه می‌شود و در گام سوم با در دست داشتن تنش مرجع و دمای بیشینه<sup>۲</sup> عمر خزش برای مسئله به دست می‌آید. سوخت به کار رفته برای موتور گاز CNG می‌باشد و فشار و دمای بیشینه اعمال شده بر دیواره درونی سیلندر با توجه به خصوصیات احتراق آن مد نظر بوده است.

### بار گسیختگی حد پایین سیلندر موتور تراکتور M 399

به علت متقارن بودن سیلندر در راستای محور طولی، می‌توان یک برش عمودی از آن را مورد بررسی قرار داد. سیلندر موتور تراکتور MF 399 به ابعاد، قطر داخلی ۱۰۰ mm، قطر خارجی ۱۲۰ mm، ارتفاع ۱۳۵ mm و فولاد- Stainless Steel با خصوصیات ( $\nu = 0.3; E = 240 \times 10^6 \text{ Pa}$ ) در نظر گرفته شده است. این داده‌ها در نرم‌افزار ANSYS برای یافتن مشخصات هندسی مسئله که شامل مختصات گره‌ها، خصوصیات المان‌ها و مشخصات المان‌های مرزی است به کار رفته است. برای دو بعدی کردن مسئله المان مثلثی PLANE 42 استفاده شده است. چون در این المان چهار گره‌ای، گره چهار با گره سه برهم منطبق شده و دارای یک مختصات می‌گردند. شکل (۷) شماره المان‌ها و شکل (۸) شماره گره‌ها را نشان می‌دهد.

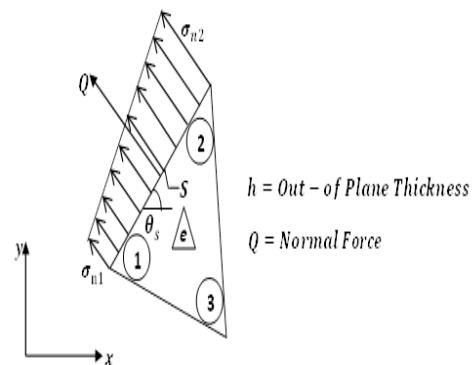


شکل ۷- شبکه‌ی المان‌بندی برش سیلندر در صفحه (X,Y) در مختصات استوانه‌ای

$$Q = C^T \{\sigma\} + \frac{1}{2} \{\sigma\}^T H \{\sigma\}$$

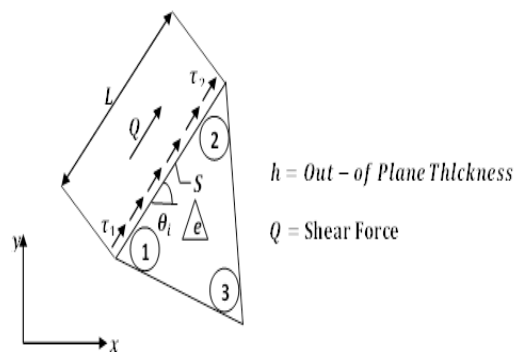
که در آن C ضریب بخش خطی تابع هدف است. برای مثال، اگر فقط بارگذاری خارجی به صورت قائم روی لبه مرزی S وارد شود، با فرض ضخامت واحد در جهت خارج از سطح، ضریب بردار C به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\{C^s\}^T = \frac{L}{2} \{\sin^2 \theta_s; \cos^2 \theta_s; -\sin 2\theta_s; \sin^2 \theta_s; \cos^2 \theta_s; -\sin 2\theta_s\}$$



شکل ۵- بارگذاری در جهت قائم بر لبه مرزی

Figure 5- Load in a direction normal to the boundary edge



شکل ۶- بارگذاری در جهت مماس بر لبه مرزی

Figure 6- Load in a direction tangential to the boundary edge

### نتایج و بحث

#### کاربرد بار گسیختگی در موتور تراکتور MF 399

برای روشن ساختن کارائی روش ارائه شده در بالا، در این قسمت به حل مسئله‌ی عمر خزش سیلندر موتور تراکتور MF 399 تحت شرایط کرنش مسطح پرداخته می‌شود. منظور از حل مسئله‌ی فوق در گام اول به دست آوردن بار گسیختگی

1.  $\sigma_r$  = Refrence Stress
2. Maximum Temperature



چگالی انرژی کرنشی که معیاری برای ارزیابی شکست خزشی می‌باشد در جداره‌ی درونی بوش سیلندر بالاترین مقدار را دارد. فشار اعمال شده بر جداره‌ی درونی بوش سیلندر با گذشت زمان باعث افزایش چگالی انرژی کرنشی در جداره‌ی درونی می‌شود.

در آزمایشگاه موتورسازان تراکتورسازی تبریز فشار کاری بیشینه برای سیلندر تراکتور MF 399 در حالت استفاده از گاز (CNG) توسط حسگر فشاری جاسازی شده درون محفظه احتراق سیلندر اندازه‌گیری شده و مقدار آن در حدود  $Q = 10 \text{ MPa}$  به دست آمده است.

از رابطه‌ی زیر می‌توان تنش مرجع را به دست آورد:

$$\sigma_r = \frac{Q}{Q_c} S_y \quad (21)$$

$$(\text{MPa}) \sigma_r = \frac{10}{47.69} \times 240 = 50.32$$

که در آن  $Q$ ،  $Q_c$  و  $S_y$  به ترتیب فشار کاری بیشینه، فشار گسیختگی پلاستیک حد پایین و تنش تسلیم آلیاژ بوش سیلندر (چدن) می‌باشند.

جواب تحلیلی مسئله به جواب واقعی نزدیک‌تر می‌باشد و

به صورت زیر به دست می‌آید:

$$Q_{c_t} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right) \times S_y \times \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)$$

که در آن  $Q_{c_t}$  فشار گسیختگی تحلیلی،  $S_y$  تنش تسلیم آلیاژ بوش سیلندر،  $R_i$  شعاع درونی بوش سیلندر و  $R_o$  شعاع بیرونی بوش سیلندر می‌باشد. برای بوش سیلندر تراکتور MF 399  $R_o = 60 \text{ mm}$  و  $R_i = 50 \text{ mm}$ ،  $S_y = 240 \text{ MPa}$  می‌باشد، با جاگذاری این داده‌ها در رابطه (۲۱) نتیجه زیر حاصل می‌شود:

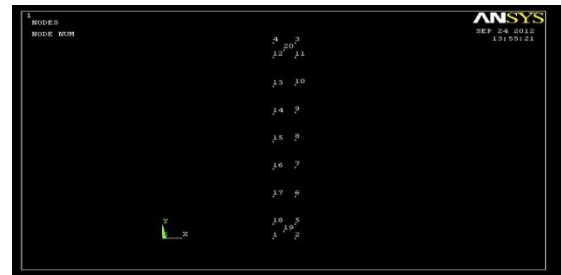
$$Q_{c_t} = 50.53 \text{ MPa}$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود مقدار  $Q_c = 47.69$

برای حالت  $P_1 = 24$  به دست آمد که حد پایینی از جواب تحلیلی  $Q_{c_t} = 50.53$  می‌باشد. میزان خطای برنامه را از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\text{ERROR} = \frac{(Q_c - Q_{c_t})}{Q_{c_t}} \times 100$$

$$\text{ERROR} = \frac{(47.69 - 50.53)}{50.53} \times 100 = 5.6$$



شکل ۸- محل قرارگیری گره‌های برش سیلندر در صفحه (X,Y) در مختصات استوانه‌ای

پس از امان‌بندی فایل داده‌های ورودی با پسوند .dat تشکیل می‌شود. این فایل شامل شماره و مختصات گره‌ها، شماره و گره‌های تشکیل دهنده المان‌ها و گره‌های تشکیل دهنده لبه‌های مرزی می‌باشد.

بعد از تشکیل فایل ورودی، برنامه‌ی تحت فرترن به نام PRODAT اجرا می‌شود. برای حالت  $P_1 = 24$  (تعداد اضلاع حاصل از خطی سازی معیار تسلیم) در این مسئله خروجی این برنامه به صورت زیر می‌باشد:

$$m=1440 - n=80 - NZ=5810 - r=62 - mr=1502$$

با مشخص شدن این داده‌ها، پارامترهای مهم پلاستیسیته

به صورت زیر به دست می‌آید.

$$a(m+r, n)=a(1502, 62)$$

$$x(n+1)=x(73)$$

$$XA(m+r+2)=XA(1504)$$

$$JA(NZ+m+1)=JA(7251)$$

$$b(mr+1)=b(1503)$$

$$c(n)=c(80)$$

$$A_g(NZ+m+1)=A_g(7251)$$

با به کارگیری این پارامترها در برنامه اصلی OPSTAL،

خروجی آن به صورت یک فایل هم نام با ورودی و با پسوند .lis به دست می‌آید.

با استفاده از خروجی برنامه‌ی OPSTAL تابع هدف بهینه برابر با  $A = -8427.76254 \text{ mm}^2$  به دست می‌آید، علامت منفی نشان دهنده‌ی فشاری بودن نیروی اعمالی به جداره‌ی درونی بوش سیلندر می‌باشد. فشار گسیختگی حد پایین پلاستیک به صورت زیر به دست می‌آید:

$$Q_c = A(2\pi \times L \times R) S_y$$

$$Q_c = A(2\pi \times 135 \times 50) \times 240 = 47.69 \text{ MPa}$$

که در آن  $L$ ،  $R$  و  $S_y$  به ترتیب برابر با طول بوش سیلندر،

شعاع درونی بوش سیلندر و تنش تسلیم می‌باشند.



در این مسئله برای عمر خزش بوش سیلندر عدد بسیار بزرگی حاصل شده است و علت آن به دو دلیل می‌باشد. اول اینکه به دلیل حرکت پیستون به طرف پایین در شروع احتراق گاز CNG، فشار حاصل از آن بر محفظه احتراق کاهش می‌یابد و در نتیجه تنش حاصل از آن بر بوش سیلندر و سایر قطعات درون محفظه احتراق کاهش می‌یابد و علت دوم گردش مایع خنک کننده با فشار حدوداً ۱۰۰ KPa در پیرامون دیواره بیرونی بوش سیلندر است که این گردش مایع خنک کننده مانع از افزایش بیش از حد دمای بوش سیلندر می‌شود. نتیجه دیگر حاصل از جواب مطابق با شکل (۱۰) آن است که در این محدوده دما و فشار اعمال شده بر بوش سیلندر، بوش سیلندر وارد فاز پلاستیک نمی‌شود و رفتار الاستیک از خود بروز می‌دهد.

#### تخمین عمر خزش سوپاپ دود و پیستون در موتور تراکتور MF 399

برای به دست آوردن عمر خزش سایر قطعات محفظه احتراق از جمله سوپاپ دود و سر پیستون به روش مشابه با آن که برای بوش سیلندر اعمال شد می‌توان عمل نمود. در نتیجه عدم خنک کاری مناسب سوپاپ دود و سر پیستون نسبت به سایر نواحی در محفظه احتراق، هر دو قسمت دمای بالاتری نسبت به سایر نواحی پیدا می‌کنند. این دما در محدوده مرکز سر سوپاپ دود حداکثر می‌تواند تا 709°C و در محدوده مرکز سر پیستون تا 650°C بالا رود (گورینگ<sup>۵</sup> و همکاران، ۲۰۰۵). بیشینه تنش اعمال شده بر دیوار درونی هر دو قسمت برابر با اوج فشار حاصل از احتراق می‌باشد:

$$\sigma = 10 \text{ MPa}$$

در این میزان تنش با توجه به شکل (۹) مقدار پارامتر لارسون میلر  $P_{LM} = 23000$  می‌شود.

برای بالا بردن عمر خزش سوپاپ دود و مقاومت بیشتر آن در مقابل حرارت بالا معمولاً آن را از آلیاژ کروم-نیکل می‌سازند که در این آلیاژ عدد ثابت کمتر از عدد ثابت چدن می‌باشد. اگر عدد ثابت آن را مساوی با  $C = 18.5$  فرض کنیم در این صورت عمر خزش با استفاده از رابطه (22) به صورت زیر به دست می‌آید:

تخمین عمر خزش بوش سیلندر موتور تراکتور MF 399 بدنه موتور تراکتور MF 399 از چدن خاکستری<sup>۱</sup> و بوش سیلندر آن از چدن<sup>۲</sup> ساخته می‌شود تا مقاومت آن در مقابل سایش افزایش یابد. دمای دیواره درونی بوش سیلندر موتور دیزل (محل تماس با شعله) برابر با 190°C و دمای دیواره بیرونی آن (محل تماس با مایع خنک کننده) مساوی 90°C است (جان بی. لیل جدال و همکاران<sup>۳</sup>، ۱۹۷۹). با در نظر گرفتن دمای جداره درونی بوش سیلندر و تنش وارد بر آن که از روش تنش مرجع محاسبه شد می‌توان پارامتر لارسون میلر<sup>۴</sup> را با توجه به شکل (۹) به دست آورد که در تنش مساوی با 50.32 مقدار آن در حدود ۲۳۰۰۰ می‌باشد. سپس می‌توان از رابطه لارسون میلر اصلاح شده عمر خزش را تخمین زد:

$$P_{LM} = T \times (\log_{10} t_r + C) \quad (22)$$

$$23000 = (190 + 273) \times (\log_{10} t_r + 20)$$

$$t_r = 2.86 \times 10^{27} \text{ h}$$

لارسون و میلر (۱۹۵۲)، برون‌یابی خودشان را برای عدد ثابت C با استدلال عقلی ارائه دادند. آنها ملاحظه کردند که اگر T به طرف بی‌نهایت میل کند  $P_{LM}$  نیز به سمت بی‌نهایت میل می‌کند، مگر اینکه  $\log_{10} t_r + C = 0$  که در نتیجه آن  $\log_{10} t_r = -C$  می‌شود. گذشته از این آنها فرض کردند که در دمای بی‌نهایت اجزاء قطعه گسیخته شده با سرعت نور حرکت کنند. اگر شکست در حالتی رخ دهد که اجزاء در مقیاس قطر اتم سازنده d از هم جدا شوند، زمان شکست t برابر با  $\frac{d}{c}$  می‌شود. اگر قطر  $d = 25 \text{ nm}$  به عنوان نمونه فرض شود در نتیجه:

$$t = \left( 0.25 \times 10^{-9} \text{ m} \div 3 \times 10^8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \div \left( 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \right)$$

$$t = 2.3 \times 10^{-22} \text{ h}$$

$$C = -\log_{10} t_r = 21.63$$

اندازه C وابسته به جنس ماده است و به صورت تجربی به دست می‌آید. در فلزات آهنی مقدار آن معمولاً مابین ۱۵ الی ۳۰ قرار دارد. در آلیاژهای آهنی مقاوم به دمای بالا مقدار آن در حدود ۲۰ است.

1. Gray Cast Iron
2. Cast Iron
1. John B. Lil Jedahl
2. Larson Miller

3. Goering





## نتیجه گیری

۱- با به کار بردن برنامه‌ی کامپیوتری تدوین شده در این تحقیق (OPSTAL) مسئله بار گسیختگی حد پایین بوش سیلندر تراکتور MF 399 حل شد و با بکار بردن آن و استفاده از میزان فشار کارکرد بیشینه بوش سیلندر که در

تراکتورسازی تبریز اندازه‌گیری شده است مقدار تنش مرجع حاصل شد. عدد به دست آمده برای عمر خزش بوش سیلندر از روش تنش مرجع و با استفاده از رابطه لارسون میلر اصلاح شده ( $t_r = 2.86 \times 10^{27} \text{ h}$ ) سال می‌باشد. که عدد بسیار بزرگی است و نشان دهنده این است که بوش سیلندر در این دما و فشار کاری رفتار کاملاً الاستیک دارد.

۲- سوپاپ دود را معمولاً از آلیاژ نیکل-کرم می‌سازند تا مقاومت آن در مقابل حرارت بیشتر شده و عمر خزش آن افزایش یابد (به دلیل پایین بودن عدد ثابت C). در محفظه سیلندر به سوپاپ دود بیشینه تنش ( $\sigma = 10 \text{ MPa}$ ) وارد می‌شود و با وجود اینکه تنش در آن بسیار کمتر از تنش اعمال شده به بوش سیلندر می‌باشد ولی به علت بالاتر بودن دمای اعمال شده به آن نسبت به بوش سیلندر ( $709^\circ\text{C}$ )، عمر خزش آن 9.53 سال به دست آمد که بسیار کمتر از بوش سیلندر می‌باشد. در این حالت سوپاپ وارد مرحله پلاستیک می‌شود.

۳- عمر خزش پیستون 9.47 سال تخمین زده شد. پیستون نیز همانند سوپاپ دود در معرض بیشینه تنش ( $\sigma = 10 \text{ MPa}$ ) قرار می‌گیرد ولی به دلیل اینکه در دمای نسبتاً کمتری نسبت به سوپاپ دود کار می‌کند ( $650^\circ\text{C}$ )، می‌توان آن را از چدن ساخت تا عمر خزش مطلوب را داشته و به سایش نیز مقاوم باشد.

## References

- 1-Modarres-Motlagh, A. (1997). "Lower Bound to Collapse Load for Structures." A Thesis Submitted in Fulfillment of Requirements for the Degree of Philosophy, University of New South Wales, Australia.
- 2-Zarrabi, K., and Modarres-Motlagh, A. (1995). "Computation of Reference Stress for Remanent Life Determination by Combining limit Analysis and Finite Element Method." International

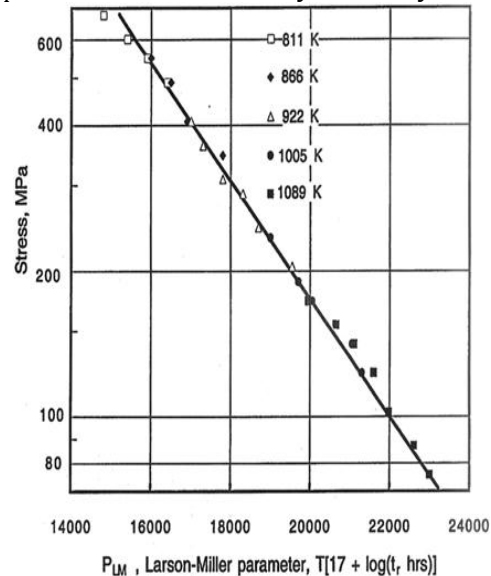
$$23000 = (709 + 273) \times (\log_{10} t_r + 18.5)$$

$$t_r = 83481 \text{ h} = 3478 \text{ day} = 9.53 \text{ year}$$

پیستون برای اینکه در مقابل سایش مقاومت کند از چدن ساخته می‌شود. اگر عدد ثابت آن مساوی با  $C = 20$  باشد عمر خزش پیستون با استفاده از رابطه (۲۲) به صورت زیر به دست می‌آید:

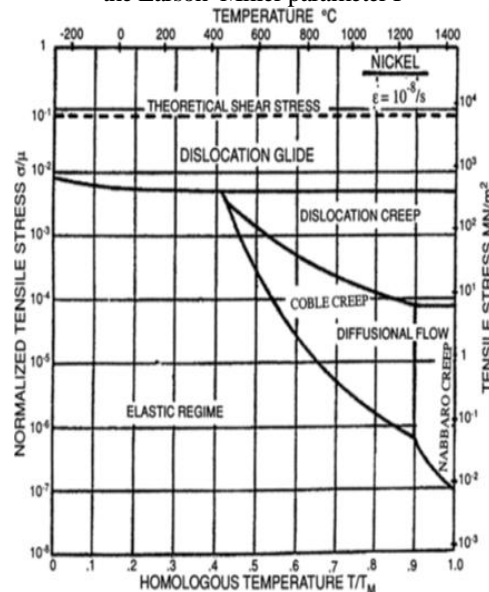
$$23000 = (650 + 273) \times (\log_{10} t_r + 20)$$

$$t_r = 82936 \text{ h} = 3455 \text{ day} = 9.47 \text{ year}$$



شکل ۹- تنش‌ی که به عنوان تابعی از پارامتر لارسون-میلر باعث گسیختگی خزشی می‌شود

Figure 9-Stress to cause creep rupture as a function of the Larson-Miller parameter P



شکل ۱۰- نمودار مکانیزم تغییر شکل. ردیف افقی بر حسب بیشینه دمای فلز ( $T$ )، بر دمای ذوب فلز ( $T_M$ ) می‌باشد.

Figure 10-Deformation mechanism map



Conference on Mechanics of Solids and Materials Engineering, Singapore.

3-Zarrabi, K., and Modarres-Motlagh, A. (1996). "Reference Stress Computation for Remanent Life Assessments of Plane Stress/Strain Problem." First Australian Congress on Applied Mechanics, Melbourne.

4-Sloan, S. W. (1988). "Lower Bound Limit Analysis using Finite Element and Linear Programming." International Journal of Analytical Method in Geomechanics, 12, 61-77.

5-Lyamin, A. V., and Sloan, S. W. (2003). "Mesh Generation for Lower Bound Limit Analysis." International Journal of Advances in Engineering Software, 34, 321-338.

6-Lyamin, A. V., and Sloan, S. W. (2002). "Upper Bound Limit Analysis using Finite Elements and Nonlinear Programming." International Journal for Numerical and Analytical Method in Geomechanics, 26(2), 181-216.

7-Lyamin, A. V., and Sloan, S. W. (2002). "Lower Bound Limit Analysis using Finite Elements and Nonlinear Programming." International Journal for Numerical Method in Engineering, 55(5), 573-611.

8-Augarde, C. E., Lyamin, A. V., and Sloan, S. W. (2001). "Stability of Untrained Plane Strain Heading Revisited." International Journal of Computers and Geotechnics, 30, 419-430.

9- Heitzer, M. (2002). "Plastic Limit Load of Defective Pipes under Combined Internal Pressure and Axial Tension." International Journal of Mechanical Sciences, 44, 1219-1224.

10-Luenberger, D. G. (1984). "Linear and Non-linear Programming." Second Edition, Addison-Wisley.

11-Pastor, J. and Turgeman, S. (1982). "Limit Analysis in Axis metrical Problems." International Journal of Mechanical Science, Vol., 24, No., 2, 95-117.



*Analysis of Strength and Estimate of the Creep Life in the Cylinder of Combustion Chamber in MF 399 Tractor Diesel Engine using CNG Fuel*

*Reza Jafarzadeh<sup>1\*</sup>, Davood Mohamad Zamani<sup>2</sup>, Asad Modares Motlagh<sup>3</sup>, Iirag Ranjbar<sup>4</sup>*

*1. M.Sc in Mechanics of Agricultural Machinery Engineering, Islamic Azad University-Takestan Branch*

*2. Assistant Professor, Islamic Azad University-Takestan Branch*

*3. Associate Professor, Islamic Azad University-Takestan Branch*

*4. Associate Professor, Urmia University*

**Abstract:**

*A combined method based on finite element and limit analyses theory is an appropriate and effective procedure to determine the collapse load of a system. This paper describe a technique for computing the lower bound limit collapse load in creep mechanics under plain strain and two dimensional loading conditions. The lower bound limit collapse load in plasticity is computed by assuming a perfectly plastic behavior together with associated flow rule for materials. In this combined method, a linear approximation of yield surface is used and by applying the equilibrium, stress boundary and discontinuity condition and utilizing a suitable optimization technique, the statically admissible stress field is obtained from which a lower safe limit to collapse load is computed.*

**Keywords:** *Creep Life, Finite Element, Nonlinear Programming, Low Load Risk, Cylinder*