

تحلیل خرابی خستگی لوله‌های حفاری در حفاری

چاه‌های جهت‌دار

خلیل فرهنگدوست^۱، مهراں سیاهپوش^۲

دانشگاه فردوسی مشهد، گروه مکانیک

farhang@um.ac.ir

چکیده

خرابی‌ها و شکست‌های ناشی از خستگی، عمده‌ترین علت خرابی لوله‌های حفاری می‌باشد. این پدیده به طور متوسط در ۱۴ درصد دکل‌های حفاری رخ داده که هر خرابی حدود ۱۰۶۰۰۰ دلار خسارت را به این صنعت تحمیل می‌کند. در این پژوهش که بر مبنای روش عددی اجزاء محدود و با استفاده از بسته نرم‌افزاری ANSYS انجام گرفته است، ابتدا اثرات ناشی از آچار لوله‌گیر و دیگر عوامل منخرب بر سطح لوله مدل‌سازی شده و پس از شناسایی نقاط بحرانی ناشی از تغییر سطح مقطع لوله، مقادیر تمرکز تنش ناشی از ناچ‌ها در این نقاط و نیز مقادیر تنش‌های ماکزیمم و مینیمم تعیین گردیده است. در مرحله بعد و با انجام تحلیل‌های خستگی، عمر باقیمانده لوله‌ها در حفاری چاه‌های جهت‌دار محاسبه و نمودارهای مربوطه ارائه گردیده است.

واژه‌های کلیدی: لوله حفاری - خستگی تجمعی - طول عمر - روش اجزاء محدود - تمرکز تنش

۱- استادیار

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد

تحلیل خرابی خستگی لوله های حفاری در حفاری چاه های جهت دار

خلیل فرهنگدوست^۱، مهران سیاهپوش^۲

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

E-mail: (farhang@um.ac.ir)

چکیده

خرابی ها و شکست های ناشی از پدیده خستگی، عمده ترین علت خرابی و شکست لوله های حفاری می باشد. این پدیده به طور متوسط در ۱۴٪ دکل های حفاری رخ داده که هر خرابی حدود ۱۰۶۰۰۰ دلار خسارت را به این صنعت تحمیل می کند. [1],[2]

در این پژوهش که بر مبنای روش عددی اجزاء محدود و با استفاده از بسته نرم افزاری ANSYS انجام گرفته است، ابتدا اثرات ناشی از آچار لوله گیر (slip) و دیگر عوامل مخرب بر سطح لوله مدل سازی شده و پس از شناسایی نقاط بحرانی ناشی از تغییر سطح مقطع لوله، مقادیر تمرکز تنش ناشی از ناچ ها در این نقاط و نیز مقادیر تنش های ماگزیمم و مینیمم تعیین گردیده است. در مرحله بعد و با انجام تحلیل های خستگی عمر باقیمانده لوله ها در حفاری چاههای جهت دار محاسبه گردیده است.

واژه های کلیدی: لوله حفاری - خستگی تجمعی - طول عمر - روش اجزاء محدود - تمرکز تنش

مقدمه

خرابی ها و شکست های ناشی از پدیده خستگی یکی از مشکلات و مسائل هزینه بر در صنایع نفت و گاز می باشد. خرابی رشته های حفاری در ۱۴ درصد کل دکل ها رخ داده و برای هر رخداده آن حدود ۱۰۶۰۰۰ دلار هزینه هدر می رود [1],[2].

یکی از مهمترین علل خرابی لوله های حفاری، شکست زودرس و پیش بینی نشده لوله های ناچ دار تحت بارهای کششی می باشد. شکست لوله ها می تواند خسارت های زیاد و پرهزینه ای را به عملیات حفاری تحمیل کند. از جمله این تبعات می توان به از دست رفتن لوله های حفاری (Drill Pipe)، مته (Bit)، پایدارکننده (Stabilizer)، از دست رفتن چاه و ... اشاره کرد.

دلایل عمده ایجاد خرابی ها را می توان به صورت زیر خلاصه کرد [4]:

- خستگی دلیل اصلی ۶۵٪ خرابی ها بوده و در ۱۲٪ دیگر تاثیر مهم و قابل ملاحظه ای داشته است.
 - ترکیب کشش و گشتاور زیاد از حد، در ۱۳٪ موارد عامل خرابی بوده است.
 - چقرمگی (Toughness) کم ماده فقط در ۸٪ خرابی ها بعنوان علت خرابی گزارش شده است.
- به دلیل استفاده های متعدد از لوله ها در حفاری دیگر چاه ها و باز و بسته شدن مکرر آنها، این خراش ها تقریباً در کلیه لوله ها وجود داشته که به همراه دیگر عوامل مخرب نظیر خوردگی ناشی از سیال حفاری و بارهای نوسانی، محل های رشد و گسترش ترک های خستگی بوده که در

^۱ استادیار

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد

قانون پالمگرن - ماینر (Palmgren-Miner's rule) را می توان در حالیکه خرابی کلی برابر مجموع خرابی در هر سیکل می باشد (بدون توجه به تاریخچه بارگذاری قبلی) بکار برد. اگر چه می دانیم که توالی بارگذاری روی خرابی تجمعی تاثیر گذار است، به عنوان مثال اگر توالی بارگذاری از بار های کم به بار های زیاد باشد خرابی تجمعی بیشتر از یک خواهد بود و بالعکس برای بارهای زیاد به کم، خرابی تجمعی می تواند از یک کمتر باشد [22].

باریشنیکوف (Baryshnikov) با انجام تست های خستگی لوله های حفاری تحت بارگذاری دینامیکی کوچکتر از حد خستگی، نشان داد که عمر خستگی تا حدود ۱/۵ الی ۲ برابر افزایش می یابد [9].

در محاسبه تنش خمشی متناوب، بایستی ضرایب تمرکز تنش مناسب را در نظر گرفت. این ضرایب در منحنی های S-N موجود در نظر گرفته نشده اند. ضریب تمرکز تنش به صورت نسبت تنش ماگزیمم محاسبه شده (مثلا از روش اجزاء محدود FEM) در ناحیه با بار زیاد به تنش اسمی در دیواره لوله تعریف می شود.

تفرشی و داور [10] تحلیل های اجزاء محدود را روی چندین Tool-Joint استاندارد انجام داده و ضرایب تمرکز تنش را روی اتصالات NC46 استاندارد بدست آوردند. ماگزیمم ضرایب تمرکز تنش بسته به پروفیل دنده های پین (Pin) یا باکس (Box) در محدوده ۳/۹۲ تا ۸/۶۵ بدست آمد.

تحلیل استاتیکی

در تحلیل انجام شده توسط بسته نرم افزاری ANSYS، قسمتی از لوله حفاری در ناحیه لوله گیر (slips Area) به دلیل داشتن بیشترین تنش ها و نیز اثرات تمرکز تنش، مدلسازی و مورد تحلیل قرار گرفت. در مدل مذکور تمامی شرایط واقعی حفاری اعم از خراش های ناشی از لوله گیر، فشار داخلی سیال حفاری، تغییر سطح مقطع در ناحیه اتصال آچار (Tool joint) و نیروی محوری ناشی از وزن رشته آویخته منظور گردید و در این شرایط، ضرایب تمرکز تنش برای عمق های مختلف حفره محاسبه گردید.

ضرایب تمرکز تنش به صورت نسبت تنش در نوک حفره به تنش اسمی برای تنش معادل (Von Mises) تعریف و برآورد گردید.

نهایت موجب سوراخ شدگی (wash out) و یا بریدگی (twist off) لوله ها می گردد.

به ناحیه ای که در آن جهت حفاری تغییر می کند، سگ پا (dog leg) گفته می شود. قسمتی از لوله که در ناحیه سگ پا قرار دارد ممکن است در اثر تاثیر همزمان تنش های کششی محوری، فشار شعاعی، تنش پیچشی و تنش های خمشی تکرار شونده متناوب ناشی از چرخش لوله، خراب شود. خرابی در این ناحیه در حالت استاتیکی را می توان با روش von misses برای خرابی تحت تاثیر بار های مرکب ارزیابی نمود.

اغلب تحقیقات و بررسی هایی که در این زمینه صورت گرفته، لوله با سطح صاف و هموار در نظر گرفته شده است و اثرات ناشی از آچار روی لوله در نظر گرفته نشده است. در حالیکه همانگونه که در این مطالعه نشان داده شده است، خراش های موجود روی سطح لوله ناشی از لوله گیر (slips) حتی در محدوده مجاز نیز ضرایب تمرکز تنش بالایی را در حالت های بارگذاری مختلف ایجاد می کنند.

اندازه نفوذ مهره (die) در گوشت لوله بستگی به سیستم گیره مورد استفاده داشته و تابعی از بار آویزان شده به مقطع درگیر با گیره دارد. خراش ها و فرورفتگی های ناشی از لوله گیر، محل شروع و رشد و گسترش ترک در دیواره لوله در اثر خستگی می شوند.

اغلب مقالات و تحقیقات صورت گرفته در این زمینه بر اساس کار های لوبینسکی (Lubinski) می باشد [5]. آقای وو (Wu) [7] مدلی را به همراه خلاصه ای از کارهای لوبینسکی ارائه کرد.

برای لوله های متصل به هم واقع در یک سگ پا، نیروی کششی محوری، تمایل به راست کردن قسمت وسط لوله حفاری دارد. بنابراین، تنش خمشی ماگزیمم بلافاصله بعد از tool joint اعمال می شود.

بر اساس تحلیل داده های خرابی های پیش آمده و نیز تست های خستگی انجام شده بر روی لوله ها و نیز تحلیل اجزاء محدود، Sheppard [8] نشان داد که حداکثر تنش های خمشی در مجاورت ناحیه افزار پیوند (Tool Joint) رخ می دهند.

مطالعات انجام شده توسط لوبینسکی و هانزفورد [6]، [5] در تعیین و پیشگویی بهترین انحنای مجاز چاه، بسیار مفید بوده و مبنایی را برای طراحی فراهم کرده است.

شرایط مرزی بصورت زیر به مدل اعمال گردید:

فشار داخلی: 2500 psi

نیروی کششی محوری: 20000 lb

عمق خراش ها بین ۰/۱ تا ۱/۸ میلیمتر در نظر گرفته شد.

ضرایب تمرکز تنش فوق بر اساس تنش ماگزیمم در نوک حفره (ترک) محاسبه شده‌اند. همانگونه که ملاحظه می‌شود هرچه عمق حفره بیشتر شود ضریب تمرکز تنش نیز بزرگتر می‌شود. با داشتن این منحنی می‌توان تنش ماگزیمم را برای هر عمق حفره با ضرب تنش اسمی در ضریب تمرکز تنش بدست آورد.

تحلیل اجزاء محدود

یکی از پرکاربردترین لوله های مورد استفاده در حفاری لوله های ۵ اینچ میباشد که در این تحلیل مورد استفاده قرار گرفته است. اغلب از لوله های حفاری با چهار نوع درجه بندی مختلف استفاده می‌شود (E75, X95, G105, S135) که در این تقسیم بندی، لوله‌ها بر اساس حداقل مقاومت تسلیم طبقه‌بندی شده‌اند [۱]. طول معمول این لوله ها حدود ۹ متر (۳۰ فوت) می‌باشد. در این تحلیل از لوله G 105 با خواص زیر استفاده شده است:

$$\tau_y = 35044 \text{ ft} - \text{lb}$$

$$\sigma_y = 328073 \text{ lb}$$

$$w = 16.25 \text{ lb/ft}$$

فرورفتگی ها و خراش های ناشی از آچار (slips) روی سطح لوله به صورت منشور هایی مدل شده است. به دلیل تقارن مدل، یک چهارم لوله در امتداد محیط آن و با طول سه اینچ مدل سازی و مورد استفاده قرار گرفته است. فرض شد که خراش‌ها به شکل منشور مثلثی، با ابعاد W و h و l باشند که h معرف مقدار نفوذ مهره در سطح لوله و l و W نیز به ترتیب طول و عرض حفره می باشند که به طور معمول l در امتداد محیط لوله می باشد. مقدار نفوذ مهره برای عمق های مختلف (h متفاوت) روی سطح لوله و با کاهش تدریجی آن مدل سازی شد. این تحلیل ها برای بارگذاری های کششی و خمشی به منظور تعیین ضرایب تمرکز تنش ناشی از ناچ های روی سطح لوله انجام شده است.

نتایج

نتایج بدست آمده برای بارگذاری محوری (تنش کششی) برای یک چهارم مدل با داشتن سه حفره مطابق شکل بصورت زیر است:

تمرکز تنش های ناشی از تغییر سطح مقطع

لوله

در این بخش و به منظور محاسبه ضرایب تمرکز تنش ناشی از تغییر در سطح مقطع لوله در ناحیه افزار پیوند و نیز محاسبه تنش ها بمنظور استفاده در حل خستگی، از مدل دو بعدی متقارن محوری (Axisymmetric) استفاده شده است و این به دلیل وجود این خاصیت در هندسه لوله های حفاری است.

سازه های متقارن محوری (که جهت محوری آن در جهت محور Y و جهت شعاعی آن موازی محور X ها تعریف می شود) را می توان با یک مدل دو بعدی اجزاء محدود در صفحه (X, Y) شبیه سازی کرد.

استفاده از مدل متقارن محوری در مقایسه با مدل معادل سه بعدی اش، موجب کاهش بسیار زیاد در زمان مدل سازی و نیز زمان تحلیل می گردد. بعلاوه، نتایج حاصله از تحلیل های متقارن محوری دوبعدی نسبت به حالت های معادل سه بعدی دقیق تر می باشد. [25]

در این بخش از المان PLANE 83 که مناسب جهت مش بندی سازه های متقارن محوری با بارگذاری غیر متقارن می باشد، استفاده گردیده است (Axisymmetric element with nonaxisymmetric loading). به عنوان مثال هایی از این نوع بار گذاری می توان به خمش، پیچش و یا برش اشاره کرد.

به منظور مدل سازی لوله در حالت متقارن محوری (Axisymmetric)، یک قسمت ۳۰ سسانتیمتری لوله در ناحیه افزار پیوند مدل سازی شد. علت اینکه فقط ۳۰ سسانتیمتر از طول لوله مدل شده، این است که به دلیل کم شدن ضخامت لوله در مقایسه با طول آن در صورت

خستگی پدیده ای است که در آن یک سازه در اثر اعمال بارهای نوسانی کوچکتر از مقاومت نهایی استاتیکی خود می شکند. در این پدیده، با اینکه تنش ماگزیمم ایجاد شده بر روی سازه کمتر از تنش نهایی آن است اما بعد از اعمال تعدادی سیکل، بر روی سازه ترک هایی ایجاد شده که در نهایت منجر به شکست می شود. این پدیده را خستگی در اثر اعمال بار تناوبی می نامند. مهمترین عواملی که در مبحث خستگی مطرح می شوند عبارتند از:

- تعداد سیکل های بارگذاری
 - محدوده تنش که در طی هر سیکل بار گذاری، سازه تحمل می کند
 - تنش متوسط در طی هر سیکل بارگذاری
 - وجود تمرکز تنش های موضعی
- در یک تحلیل خستگی، هر یک از عوامل فوق در نظر گرفته و اعمال می شود و در نهایت مشخص می گردد که سازه در چه وضعیتی از عمر کاری خود قرار داشته و چه مقدار از عمر مفید سازه مصرف شده است.

محاسبات خستگی در نرم افزار ANSYS

محاسبات خستگی در نرم افزار اجزاء محدود ANSYS بر اساس کدهای ASME انجام می گیرد. این محاسبات عمدتاً بر اساس ASME Boiler and Pressure Vessel code, Section III و نیز ASME Section VIII, Division 2 انجام می پذیرد

خستگی ناشی از شکاف (Notch Fatigue)

خستگی ناشی از شکاف در حقیقت تأثیر ناپیوستگی سطح روی مقاومت خستگی می باشد. عیوب سطحی، چه از نوع مکانیکی و چه از نوع متالورژیکی بسته به محل، جهت، شکل و مقدار و اندازه شان تأثیر زیادی روی حد خستگی ایجاد می کنند.

اگر بریدگی (ناچ) در قسمتی از لوله باشد که تحت تنش واقع نیست، تأثیر کمی خواهد داشت. ولی در صورتیکه در فاصله نیم متری افزار پیوند (tool joint) که محل وقوع ماگزیمم ممان های خمشی می باشد، بریدگی (ناچ) داشته باشیم، این ناچ می تواند هسته ایجاد شکست خستگی شود.

بیشتر شدن طول، المان ها از فرم استاندارد خارج شده و خطای محاسباتی افزایش می یابد
سایر خواص و مشخصات ابعادی لوله مورد استفاده به قرار زیر است:

Grade G-105

کلاس:

$$D_0 = 5 \text{ inch}$$

قطر خارجی:

$$D_{in} = 4.276 \text{ inch}$$

قطر داخلی :

$$t = 0.362$$

ضخامت دیواره:

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$$

مدول الاستیسیته:

$$G = 12 \times 10^6 \text{ psi}$$

مدول برشی:

$$\sigma_y = 110000 \text{ psi}$$

مقاومت تسلیم:

$$\sigma_u = 125000 \text{ psi}$$

مقاومت کششی نهایی:

$$W = 17.93 \text{ lb/ft}$$

وزن واحد طول:

$$A = 5.2746 \text{ sq. in}$$

مساحت مقطع لوله:

بارگذاری محوری

در مدل axisymmetric با اعمال بار گذاری محوری، در محلی که مقطع به آرامی شروع به تغییر می کند بیشترین مقدار تنش مشاهده شد و مقدار ضریب تمرکز تنش ناشی از این بارگذاری برابر ۱,۲۶ بدست آمد.

بارگذاری خمشی

بار گذاری خمشی بصورت اعمال شرط مرزی خمشی بر لوله اعمال شد. در این وضعیت تمرکز تنش ناشی از خمش خالص برابر ۱,۱۶ حاصل شد.

در مرحله بعد، تحلیل های متعدد استاتیکی بر روی مدل متقارن محوری به منظور تعیین مقادیر تنش های خمشی و کششی معادل در گره بحرانی انجام شد. این کار با فرض اینکه طول رشته زیر سگ پا از ۱۰۰ تا ۱۰۰۰ متر تغییر کند انجام گرفت و مقادیر تنش های ماگزیمم و مینیمم در گره بحرانی در زوایای ۰ و ۱۸۰ درجه تعیین گردید (در زوایای ۰ و ۱۸۰ درجه، به ترتیب بیشترین و کمترین تنش معادل بر گره وارد می شود). این تنش های معادل در انجام تحلیل های خستگی مورد استفاده قرار گرفته است.

تحلیل خستگی

غوطه ور در یک سیال، از طرف سیال نیرویی وارد می شود که این نیرو برابر وزن سیال جابجا شده می باشد. ضریب شناوری رابطه معکوس با وزن گل داشته و با افزایش وزن (چگالی) گل، نیروی شناوری کم می شود.

تحلیل خستگی لوله های حفاری

همانگونه که می دانیم، مهمترین عامل بوجود آورنده خستگی در لوله های حفاری، خمش متناوب لوله ها در ناحیه سگ پا می باشد. وزن لوله های حفاری زیر ناحیه سگ پا و نیز شدت انحنای سگ پا، دو عامل اساسی در اعمال تنش خمشی - کششی متناوب در ناحیه مورد به شمار می روند. با فرض ساده شونده ای می توان از دیگر تنش ها نظیر تنش برشی ناشی از پیچش لوله ها، صرف نظر کرد.

در این مطالعه که بر مبنای روش عددی اجزاء محدود انجام گرفته است، علاوه بر در نظر گرفتن خراش های ناشی از لوله گیر روی سطح خارجی لوله ها و نیز اثر تغییر سطح مقطع در محل اتصال لوله ها (Tool joint) و تاثیر آنها روی عمر خستگی، فشار داخلی ناشی از سیال حفاری نیز روی سطح داخلی لوله اعمال شده است و عمر خستگی با توجه به تمام عوامل مذکور محاسبه گردیده است.

در این مطالعه از منحنی تنش بر حسب عمر (S-N curve) لوله های حفاری گرید G 105 که بر اساس داده های تجربی بوده و توسط کمپانی Hughes Tool Co بدست آمده است، استفاده شده است. [۱]

تنها مشکل در استفاده از منحنی این است که این منحنی برای حالت های خمش خالص بدست آمده و اثرات تمرکز تنش و نیروی کششی ناشی از وزن رشته در آن لحاظ نشده است.

به منظور محاسبه تعداد سیکل تا خرابی بر اساس منحنی S-N و با داشتن تنش کششی و نیز تمرکز تنش، تنش خمشی متناوب باید بوسیله رابطه زیر اصلاح گردد [۱]:

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_{bc} \cdot \sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{ac}} \quad (3)$$

در این رابطه σ_u مقاومت نهایی کششی لوله، σ_{ac} و σ_{bc} به ترتیب تنش های کششی و خمشی در لوله با در

یک شکاف طولی (در راستای محور لوله) تا اندازه ای بی خطر خواهد بود، ولی در صورتی که ناچ بصورت محیطی باشد (در جهت اعمال تنش) موجب شکست خواهد شد. عوامل سطحی مختلفی که می تواند موجب خرابی خستگی در اثر ناچ در رشته حفاری شود را می توان بصورت زیر خلاصه کرد:

۱. اثرات، بریدگی ها و خراش های ناشی از دندانهای لوله گیر بر لوله
۲. اثرات آچارها
۳. علائم نقش شده بر لوله برای نشان دادن مشخصات آن
۴. اثرات چکش
۵. آثار سوختگی ناشی از قوس الکتریکی
۶. ناچ هایی که در درون چاه بر اثر قطعات فلزی موجود در چاه بر لوله بوجود آمده اند.

معمولاً اثرات آچار لوله گیر (die-mark) خطرناکترین ناهمواری های ایجاد شده بر لوله ها هستند که اغلب بصورت ناچ های طولی، عمیق و اغلب تیز می باشند که در حالت عادی ممکن است نتوانند منجر به خرابی لوله شوند اما با اندکی انحراف از خط قائم مثلاً در اثر انحراف چاه می توانند باعث ایجاد تمرکز تنش گردند.

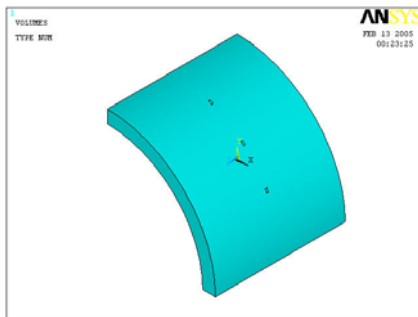
لوله گیرها از دندانهای صاف و ریز ساخته شده اند که معمولاً روی لوله حفاری اثر خراشیدگی از خود به جای نمی گذارند. اگر چه لوله گیرها در صورت سایش و فرسودگی و بکارگیری غیر صحیح و بی دقت می توانند موجب زخمی کردن و خراشیده کردن لوله شوند. لوله گیر های ساییده شده، نامتناسب، اندازه نامتناسب با لوله و نیز لوله گیر با عدم نصب صحیح گیره ها (die) موجب درگیری یک یا دو دندان و یا قسمتی از دندانها با لوله جهت گرفتن آن شده و این موجب می شود که آن جزء از لوله تمام نیروی اعمال شده از طرف لوله گیر را تحمل کند که این امر سبب ایجاد شیار عمیق، کار سرد (work cold) و نهایتاً خرابی و شکست می شود.

به دلیل غوطه ور بودن رشته حفاری در گل مخصوص (Drilling fluid)، مقداری از وزن لوله ها کم می شود. در مطالعه حاضر، وزن موثر لوله ها با در نظر گرفتن اثرات نیروی شناوری منظور گردیده است. همانگونه که می دانیم، طبق قانون ارشمیدس، به هر جسم شناور یا

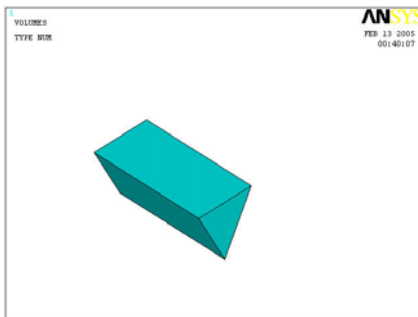
- [3] (1992) Ten Ways to Reduce Drilling Costs. *Petroleum Engineer International*, September.



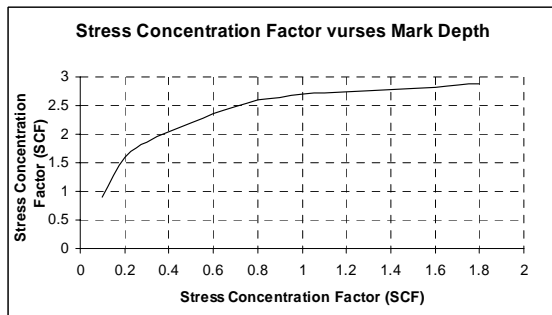
شکل ۱- نمایی از آچار لوله گیر



شکل ۲- مدل مورد استفاده در تحلیل



شکل ۳- مدل حفره‌های ایجاد شده روی سطح لوله



شکل ۴- ضرایب تمرکز تنش بر حسب عمق حفره

نظر گرفتن اثرات تمرکز تنش می باشند که این تنش ها با ضرب تنش های کششی و خمشی در ضرایب تمرکز تنش حاصل می شوند. بدین منظور ابتدا تنش های کششی و خمشی بصورت جداگانه محاسبه شده و پس از اعمال ضرایب تمرکز تنش، تنش اصلاح شده σ_{ad} محاسبه می گردد.

در منحنی تنش - عمر اصلاح شده اثرات ضرایب تمرکز تنش و نیز تنش های محوری کششی منظور شده است و می تواند تقریب بهتری از رفتار تنش-عمر لوله در شرایط واقعی ارائه نماید.

در این بررسی، از سه پارامتر مهم حفاری شامل سرعت چرخش رشته، نرخ نفوذ V (Rate of penetration) بر حسب $\frac{ft}{h}$ و طول بازه های سگ پا d به منظور ارتباط تعداد سیکل خستگی با پارامترهای مؤثر خرابی استفاده شده است. تعداد دور (سیکل) لوله های حفاری (n_i) را می توان با فرمول زیر به پارامتر های مؤثر حفاری مرتبط نمود [12]:

$$n_i = \frac{60Rd}{V} \quad (19-6)$$

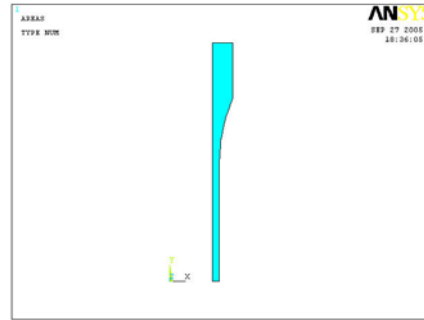
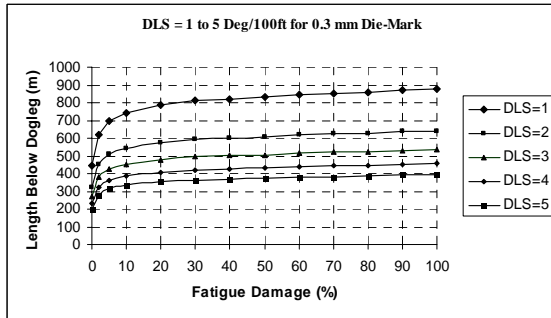
با فرض اینکه کل ناحیه سگ پا با پارامترهای حفاری ثابت (R, d, V) در یک عملیات حفاری حفر می گردد، می توان خرابی خستگی ناشی از این فرآیند را محاسبه نمود.

نتایج

در این مرحله، از تنش های بدست آمده در تحلیل استاتیکی بمنظور حل خستگی و تخمین طول عمر باقیمانده لوله ها استفاده شده است.

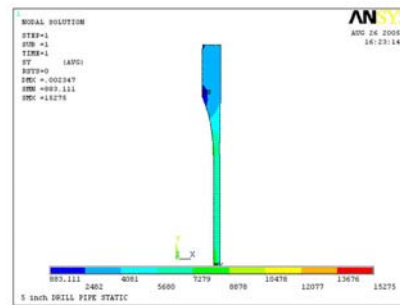
مراجع

- [1] Joosten, M.W. (1985) New Study Shows How to Predict Accumulated Drillpipe Fatigue. *World Oil*, October.
- [2] Dale, B.A. (1988) An Experimental Investigation of Fatigue-Crack Growth in Drillstring Tubulars. *SPE Drilling Engineering*, 356-362, December.

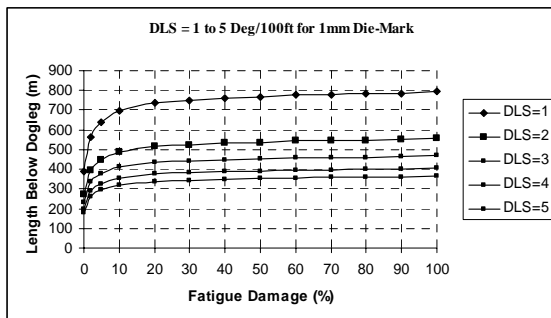


شکل ۵- مدل متقارن محوری در ناحیه tool joint

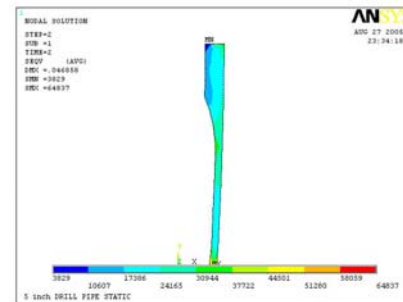
شکل ۹- مقایسه خرابی خستگی لوله با عمق ناچ ۰/۳ میلیمتر در حالت DLS=1 to 5 Deg/100ft



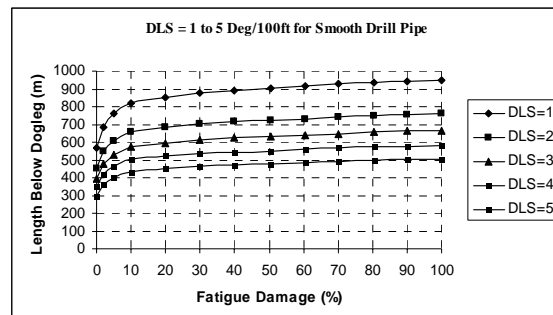
شکل ۶- مدل



شکل ۱۰- مقایسه خرابی خستگی لوله با عمق ناچ یک میلیمتر در حالت DLS=1 to 5 Deg/100ft



شکل ۷- مدل



شکل ۸- مقایسه خرابی خستگی لوله صاف در حالت DLS=1 to 5 Deg/100ft