

فصل

چهارم

تنش‌های مجاز، تئوریهای تخریب قطعات و خستگی

مسئله استحکام یا مقاومت مکانیکی، یکی از مهمترین مسائل در طراحی اجزاء ماشین است. در این فصل، تئوری‌های مربوط به پیش‌بینی گسیختگی قطعات بر اثر تنش را بررسی می‌کنیم. رفتار مواد مهندسی رایج را مطالعه می‌کنیم. همچنین، پدیده تمرکز تنش را بررسی می‌کنیم و مواردی که در آن اثر این پدیده (تمرکز تنش) اهمیت پیدا می‌کند یادآور می‌شویم. سرانجام تئوری‌های طراحی اجزاء تحت بارهای نوسانی و متغیر را مطالعه می‌کنیم. در زیر فهرست متغیرها، نشانه‌های اختصاری و پیشندهایی که در این فصل آمده اند ارائه شده است.

ϵ	اپسیلون	$1 N/mm^2$ یا $145 psi$
E	مدول کشسانی	نیوتن متر
$F_S; N_{fs}$	ضریب اطمینان	پاسکال، $1 N/m^2$
$in.$	اینچ $25.4 mm$	(مو)؛ نسبت پواسون (برای فلزات مقدار μ معمولاً 0.3 در نظر گرفته می‌شود)
$in. lb$	اینچ پاند $113 Nmm$	(سیگما)؛ تنش میانگین
J	ژول یا نیوتن متر (Nm)	تنش حد تحمل برای خمش معکوس
k	کیلو (پیشوند)؛ یک هزار	
kg	کیلوگرم $2.2046 lbm$	تنش‌های قائم اصلی $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ or S_1, S_2, S_3
K, K_t	ضریب تمرکز تنش	تنش متغیر.
K_f	ضریب تمرکز تنش خستگی	تنش نهایی فشاری
K_q	شاخص حساسیت پاند	تنش نهایی کششی
lb	$1 lbf = 4.4482 N$	تنش نقطه تسلیم کششی
m	$1 lbm = 0.4536 kg$	(تو)؛ تنش برشی
m	متر (برابر با $39.3701 in.$)	تنش نقطه تسلیم برشی
mm	میلی (پیشوند)، به معنای یکهزارم	
M	میلیمتر، $0.03937 in.$	
M	مگا (پیشوند)، یک میلیون	
M	گشتاور خمشی	
MPa	مگا پاسکال (برابر با $145 psi$)	

۱-۴ تخریب و تئوری‌های پدیده‌شناختی تخریب

شاید پیش بینی ریاضی وار تخریب مواد متداولترین کاری باشد که در طراحی مهندسی انجام می‌گیرد. سوء تفاهم شایع در رابطه با تخریب اجزاء ماشین این است که فکر کنیم این اجزاء به طور ساده شکسته می‌شوند، یعنی فکر کنیم که به طور ساده به دو یا چند قطعه شکسته می‌شوند. اما واقعیت امر چیز دیگری است. در واقع، قطعات ماشین به چند روش گسیخته می‌شوند و هر روش مکانیسم ویژه خود را دارد. به همین دلیل، لازم است عوامل و روشهای گوناگون تخریب را بدانیم. با دانستن این عوامل می‌توانیم تخریب قطعه را طوری تعریف کنیم که برای همه روشهای تخریب قابل استفاده باشد.

عوامل تخریب

عوامل تخریب قطعات ماشین می‌تواند نیرو، دما، محیط شیمیایی، محیط هسته ای یا محیط متالورژیک باشد. مقادیر کم، متوسط و زیاد هر کدام از این عوامل ممکن است منشاء تخریب قطعه ماشین باشد. هر کدام از این عوامل ممکن است به طور مداوم و به مدت طولانی، برای دوره های زمانی بسیار کوتاها حتی به روش دوره ای (سیکلی) اعمال شود. این پارامترها در جدول (۱-۴) آمده است.

اگر عوامل تخریب ناشی از ترکیب این پارامترها را در نظر بگیریم، می‌بینیم که $5 \times 3 \times 3 = 45$ عامل مرکب برای تخریب وجود دارد. بعضی از این عوامل تخریب در عمل فراوان و برخی به ندرت اتفاق می‌افتد حتی برخی دیگر ممکن است اصلاً در عمل اتفاق نیافتد. عواملی که فراوان اتفاق می‌افتد نامگذاری شده اند. برای مثال، عامل مرکب تخریب "نیرو + بالا + گذرا" را "ضربه" می‌نامند. عامل "دما + بالا + مداوم" در بیشتر موارد به پدیده "خزش" مربوط می‌شود.

جدول ۱-۴: علت تخریب

زمان کار	سطح کاربرد	علت
پیوسته ثابت	کم	نیرو
		دما
گذرا	متوسط	محیط شیمیایی واکنش دهنده
		محیط هسته ای واکنش دهنده
سیکلی یا دوره ای	زیاد	واکنش متالورژیکی
		محیط

روشهای تخریب

عوامل تخریب بر روی قطعات ماشین اثر می‌کنند و باعث تخریب یا گسیختگی آنها به روشهای گوناگون می‌شوند. روشهای تخریب قطعات ماشین را می‌توان به انواع کشسان، مومسان (پلاستیک)، شکستن و تغییر ماده گروه بندی کرد. تخریب قطعه ممکن است به طور ناگهانی و یا در طی یک مدت زمان طولانی رخ دهد. روش تخریب برحسب اینکه گسیختگی در نقاط موضعی مرتفع در قطعه کار، روی سطح قطعه کار یا در کل حجم قطعه اتفاق افتد، تغییر می‌کند. پارامترهای تعریف کننده روش تخریب در جدول (۲-۴) آمده است.

گر عوامل مرکب از این پارامترها را که به تخریب یا از کار افتادگی قطعه منتهی می‌شوند در نظر بگیریم، می‌بینیم که یک قطعه ممکن است به $4 \times 2 \times 3 = 24$ روش مختلف تخریب شود. بعضی از این روشهای تخریب در عمل فراوان اتفاق می‌افتد و برخی دیگر ممکن است به ندرت اتفاق افتد. برای مثال، فزنی که بیش از اندازه

فشرده شده است و قادر به انجام وظیفه خود نیست توسط پارامترهای مومسان، پیشرونده و حجم از تخریب شده است. پیچی که زنگ زده است، اثر پارامترهای تغییر ماده، پیشرونده، و سطح از کار افتاده است.

جدول ۲-۴: روشهای تخریب اجزاء ماشین

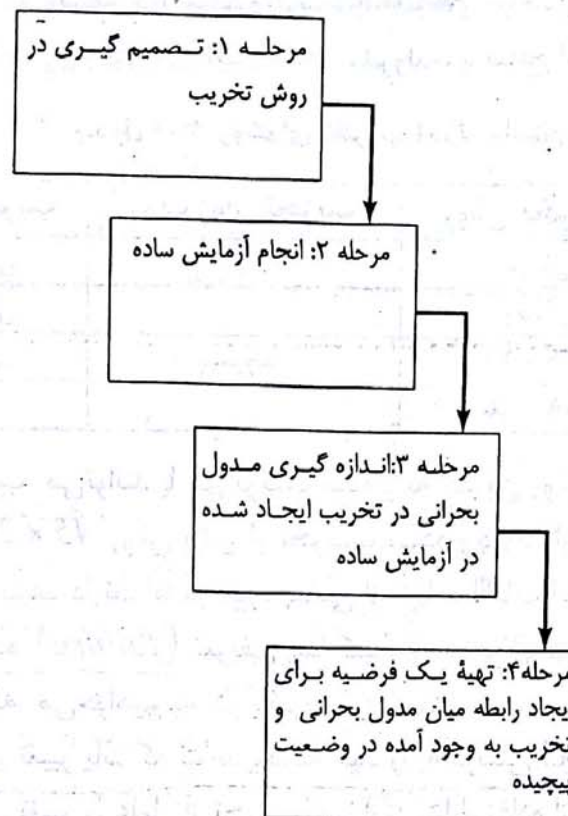
محل تخریب	مدت زمان تخریب	روش تخریب
موضعی	آنی	کشسان
سطحی		مومسان
حجمی	پیشرونده	شکستگی
		تغییر ماده

عوامل از کار افتادگی یا تخریب می‌توانند با هم ترکیب شده و به چندین روش موجب از تخریب قطعه شوند. (طبق محاسبه ما $45 \times 24 = 1080$ روش برای از تخریب ماده وجود دارد). بعضی از این ترکیبات دارای مدل‌های ریاضی دقیق برای توصیف دارند. اما در مورد بعضی از آنها مطالعات اندکی انجام شده است. ولی ما می‌خواهیم برای از تخریب ماده (*failure*) تعریفی پیدا کنیم که در برگیرنده همه این روشها و عوامل برای قطعات ماشین باشد. تعریفی که می‌خواهیم به کار بگیریم این است

"هرگاه یک قطعه ماشین طوری تغییر یابد که نتواند وظیفه خود را به درستی انجام دهد گویند که تخریب شده است و عامل بوجود آورنده این تغییر را عامل از تخریب می‌نامند." با استفاده از این تعریف می‌توانیم تئوری‌هایی بسازیم که باعث می‌شوند بتوانیم مدت زمانی را که قطعه به خوبی انجام وظیفه می‌کند و همچنین زمانی را که قطعه تخریب می‌شود پیش بینی کنیم.

تئوری‌های پدیده‌شناختی تخریب قطعه ماشین

یک اشتباه عمومی در رابطه با نحوه ساخت تئوری‌های تخریب قطعه، عدم توجه دقیق به ساختار مولکولی و اتمی ماده مورد نظر است. چنین تئوری‌ها را غالباً تئوری‌های "اتمی" می‌نامند. با اینکه مطالب زیادی با مطالعه ساختار فیزیکی مواد به دست می‌آید. اما واقعیت این است که بیشتر مواد ضعیف تر از آن هستند که ساختار مولکولی آنها نشان می‌دهد. علت این ضعف عبارت از وجود عیوب کریستالی در ساختار ماده است. این عیوب تقریباً همیشه با ماده همراه هستند. عیوب کریستالی، خواص مقاومتی ماده را بطور قابل توجهی کاهش می‌دهند. بنابراین، بهترین روش برای پیش بینی مقاومت ماده مهندسی عبارت از روش آزمایشگاهی است. در آزمایشگاه مکانیک، نمونه‌ای از ماده مورد استفاده را تحت نیرویی قرار می‌دهند که در طرح مورد نظر قرار خواهد گرفت و تحت این نیرو خواص مقاومتی آنرا اندازه گرفته و ثبت می‌کنند. چنین تئوری را تئوری پدیده شناختی تخریب می‌نامند. در شکل (۱-۴) چهار مرحله لازم برای ساخت تئوری از تخریب پدیده شناختی ارائه شده است. تئوری‌های پدیده شناختی از کار افتادگی قطعه، مجهولات مربوط به تئوری‌های اتمی را تعیین می‌کنند. اساساً تئور از کار افتادگی پدیده شناختی به این صورت ساخته می‌شود، ابتدا شیوه از تخریب مورد تحقیق را انتخاب می‌کنیم. اگر بیش از یک شیوه از کار افتادگی مورد نظر باشد، برای هر کدام تئوری از کار افتادگی جداگانه ای می‌سازیم. سپس، نمونه ای از ماده مورد نظر را طوری تحت آزمایش قرار می‌دهیم که بر اثر شیوه از تخریب انتخاب شده، تخریب شود. در نتیجه تخریب ایجاد شده در قطعه نمونه، یک مدول طوری تهیه می‌شود که در شرایط تخریب به مقدار بحرانی می‌رسد. سرانجام، این مدول را به ازای یک شرایط پیچیده محاسبه می‌شود و یک فرضیه برای پیش بینی تخریب قطعه ارائه می‌شود.



شکل ۱-۴: مراحل تئوری پدیده شناختی تخریب

با استفاده از این فرضیه می‌توان حالتی را که در آن وضعیت پیچیده یاد شده برابر با مقدار بحرانی تعیین شده برای تخریب نمونه تحت آزمایش می‌شود، مشخص کرد.

فرض کنید یک طراح بخواهد برای تخریب تسلیمی یک قطعه ماشین، تئوری تخریب بسازد. برای اینکار، نمونه ای از ماده این قطعه ماشین را در یک ماشین تست تحت کشش تک محوری قرار می‌دهد و مقدار نیروی وارد توسط ماشین تست را به قدری افزایش می‌دهد که نمونه تغییر شکل سیلانی (تسلیمی) از خود نشان دهد. مدولی که در اینجا به کار گرفته می‌شود عبارت از بار وارد بر واحد سطح (یا تنش) کوچکترین مقطع نمونه است. تنشی که تحت آن، نمونه سیلان می‌کند (تسلیم می‌شود) به نام تنش نقطه سیلان یا تنش نقطه تسلیم نامیده می‌شود. فرضیه ای که برای تئوری تخریب به کار می‌گیریم عبارت است از سیلان در یک قطعه ماشین موقعی اتفاق می‌افتد که تنش‌های قائم اصلی آن از تنش نقطه سیلان ماده این قطعه (که از آزمایش آن روی ماشین تست به دست آمده) تجاوز کند. این تئوری تخریب، تئوری تخریب تنش قائم ماکزیمم نامیده می‌شود. تنش، بعنوان یک مدول متداول در تئوریهای تخریب به کار می‌رود. به همین دلیل است که در فصل اول برای تعیین تنش‌های قائم اصلی مربوط به هر حالت تنش مرکب، مدول ارائه کردیم. اما یاد آور می‌شویم که تنش تنها مدول مورد استفاده در تئوریهای تخریب قطعات ماشین نیست. در مورد برخی شیوه‌های تخریب لازم است از پارامترهای دیگر استفاده کنیم. برای مثال، در تئوری تخریب سایشی باید از مدولی استفاده شود که مقدار ماده ساییده شده از سطح قطعه را نشان می‌دهد. همچنین، در تئوری تخریب اکسایشی قطعه، باید از مدولی استفاده شود که عمق لایه اکسیدی سطح قطعه را نشان می‌دهد. بالاخره، در تئوری خمش کشسان، از مدولی استفاده می‌شود که بستگی به مقدار خمش یا کرنش قطعه ماشین دارد.

پیش از بررسی نحوه ساخت تئوریهای تخریب کلاسیک قطعات ماشین، بهتر است ماهیت تست‌های کششی ساده را با عمق بیشتر مطالعه کنیم.

۲-۴ نمودارهای تنش - کرنش

با استفاده از آزمایش کشش، نمودارهایی برای مواد رسم می‌کنند. این نمودارها، رابطه میان تنش و کرنش مواد را مشخص می‌کنند، و همچنین اطلاعات فراوانی درباره رفتار مواد و مناسب بودن آنها برای اهداف گوناگون ارائه می‌دهند. نمودار مشخصه تنش - کرنش فولاد کم کرن در شکل (۴-۲a) نشان داده شده است. در این نمودار می‌بینیم که فولاد کم کرن تا اندکی بیشتر از نصف حد انقطاع (پارگی)، از قانون هوک پیروی می‌کند. از طرف دیگر، نقطه تسلیم این ماده مشخص است. مطابق تعریف، نقطه تسلیم حداکثر تنشی است که ماده تحت آن بدون افزایش بار، افزایش طول می‌دهد. یکی دیگر از نقاط بسیار محکم در نمودار تنش - کرنش ماده، حد تناسب است. حد تناسب حداکثر تنشی است که ماده تحت آن از قانون هوک پیروی می‌کند. مدول کشسانی ماده برابر با شیب بخش راست نمودار است. در معادله (۳) فصل (۱)، مدول کشسانی ماده را از رابطه $E = \sigma / \epsilon$ بدست آوردیم. پس از رسیدن تنش حد پارگی، قطر نمونه فولاد نرم تحت تنش به طور قابل توجهی کاهش پیدا می‌کند. نقطه کاهش قطر را گلوئی می‌نامند. اما معمولاً نمودار تنش - کرنش را بر اساس تنش های محاسبه شده بر مبنای سطح مقطع اولیه نمونه رسم می‌کنند. نسبت سطح مقطع نمونه در موقع تخریب (گسیختگی) به سطح مقطع اولیه آن را کاهش مساحت می‌نامند. این کمیت همراه با تغییر طول در لحظه تخریب، اطلاعات مفیدی در رابطه با داکتیلیته ماده به دست می‌دهد. سرعت اعمال بار، شکل نمودار تنش - کرنش را تغییر می‌دهد. با افزایش سرعت بارگذاری، تنش تسلیم و تنش حد پارگی افزایش پیدا می‌کند. بسیاری از فولادها، به ویژه فولادهایی که تحت عملیات حرارتی قرار گرفته اند، مطابق شکل (۴-۲b) دارای حد کشسانی کاملاً مشخص نیستند، اما پس گذشتن از تنش حد تناسب، به صورت تدریجی سیلان پیدا می‌کنند. اگر بارگذاری را در نقطه A که در آن تنش وارده بر جسم بزرگتر از تنش حد کشسانی است، متوقف کنیم و بار وارده را حذف کنیم منحنی از مسیر خط چین پیروی می‌کند و یک تغییر شکل دائمی یا مومسان در نمونه ایجاد می‌شود. در مورد چنین موادی، تنش نظیر تغییر شکل دائمی معین (معمولاً 0.001 in/in یا 0.002 in/in) بنام مقاومت تسلیم نامیده می‌شود. مقاومت تسلیم را بعنوان حد مفید بودن ماده از نظر مهندسی، در نظر می‌گیرند.

بسیاری از مواد تا زمانی که تنش وارده بر آنها از حد تناسب تجاوز نکرده، تغییر شکل دائمی از خود نشان نمی‌دهند. مقدار حداکثر چنین تنشی را حد کشسانی می‌نامند که معمولاً تعیین آن از طریق آزمایش مشکل است. بارهای *proof* یا تنش های *proof* به آنهایی گفته می‌شود تحت آنها ماده‌ها قطعه ماشین، دارای شرایط مشخص نسبت به تخریب یا تغییر شکل است. در مورد مواد داکتیل (نرم)، مقدار مقاومت تسلیم برشی تقریباً برابر با $0.5 - 0.6$ مقاومت تسلیم کششی است.

مواد غیرداکتیل یا شکننده، مانند چدن و سرامیکها، به صورت قابل توجه از قانون هوک پیروی نمی‌کنند. نمودار مشخصه تنش - کرنش برای بارهای فشاری و کششی در شکل (۴-۲c) ارائه شده است. نمودار تنش - کرنش چرم و لاستیک شبیه نمودار شکل (۴-۲d) است. خواص مکانیکی چند ماده مهندسی پرمصرف در جداول (۴-۳) و (۴-۳A) آمده است.

همانگونه که در فصل ۱ گفتیم، تئوری های کشسانی مقدماتی، در حالت کلی، برای اجسام با مقطع یکنواخت به کار می‌روند. این تئوری ها شامل اثر تغییر سطح مقطع جسم تحت تنش نمی‌شوند. به عبارت دیگر، در این تئوریه‌ها، اثر تغییر سطح مقطع ناشی از تنش های وارد بر جسم، منظور نشده است.

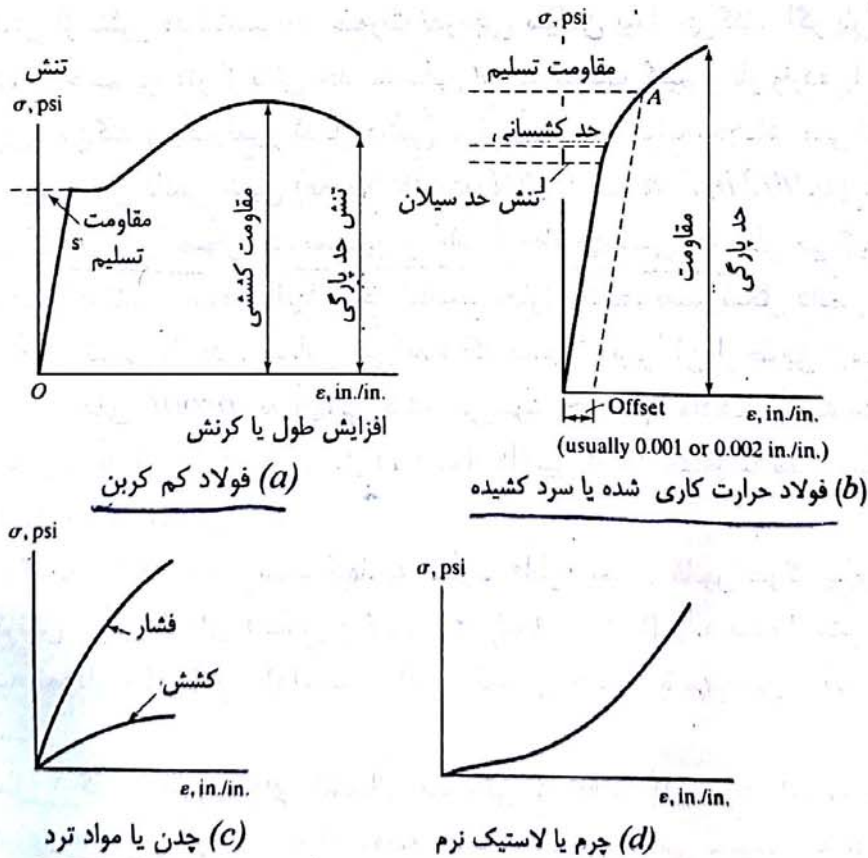
سیلان و شکستگی، از متداولترین روش های تخریب مکانیکی مواد هستند. تغییر شکل سیلانی یا دائمی در نتیجه لغزش قابل توجه صفحات جسم تحت زاویه معین اتفاق می‌افتد. این تغییر شکل، بدون گسیختگی جسم ایجاد می‌شود. اگر یک قطعه به اندازه کافی تغییر شکل سیلانی بدهد از نظر مهندسی بی فایده می‌شود. بنابراین،

سیلان ماده را تخریب آن نیز می‌توان گفت. از طرف دیگر، شکستگی عبارت از جدا شدن قسمت‌های قطعه در مقطع قائم بر امتداد تنش کششی است. بنابراین، می‌توان **ماده داکتیل** را به عنوان ماده ای تعریف کرد که مقاومت آن نسبت به لغزش کوچکتر از مقاومت آن نسبت به جدا شدن است. قطعه ماشین، بر اثر سیلان تخریب می‌شود. نقطه سیلان فشاری بسیاری از مواد داکتیل با نقطه سیلان کششی آنها برابر است.

ماده شکننده ماده ای است که مقاومت آن نسبت به جدا شدن کمتر از مقاومت آن نسبت به لغزش (لغزش صفحات جسم) است. در این گونه موارد، تخریب قطعه به صورت شکستگی اتفاق می‌افتد. تقریباً تغییر طولی معادل ۵٪ به عنوان خط مرزی بین مواد داکتیل و مواد شکننده است. مقاومت پارگی بسیاری از مواد کننده تحت بار فشاری بیشتر از مقاومت پارگی آنها تحت بار کششی است.

موادی که در حالت معمولی داکتیل است، در برخی شرایط همانند ماده شکننده شکسته می‌شوند. این شرایط عبارتند از:

- (الف) بارگذاری دوره ای معمولی (خستگی)؛ (ب) بارگذاری استاتیک در دمای زیاد (خزش)؛ (ج) بار ضربه ای، یعنی باری که با سرعت بالا وارد می‌شود، به ویژه ای اگر در دمای پایین باشد؛ (د) کارسختی همراه با تغییر شکل سیلانی کافی؛ (ه) سرمایش شدید در طی عملیات حرارتی؛ به شرطی که پس از آن، عمل گرمایش صورت نگیرد؛ (و) حالت تنش سه بعدی که در آن از پدیده لغزش صفحات جسم روی یکدیگر جلوگیری شده باشد.



شکل ۲-۴: دیاگرام‌های تنش - کرنش برای انواع مختلف مواد

جدول ۳-۴، مقادیر متوسط مربوط به خواص مکانیکی مواد مهندسی

مدول کشسانی				
ماده	مدول کشسانی کششی - فشاری (E, psi)	مدول برشی G (psi)	وزن واحد حجم (lb / in^3)	ضریب انبساط خطی α بر حسب $in / (in. deg F)$
چدن	به جدول ۱۶-۱۴ نگاه کنید.		0.256	0.0000056
فولاد	30000000	11500000	0.283	0.0000065
فولاد بی لکه ۱۸-۸	28000000	10000000	0.295	0.0000096
برنج، برنز	15000000	5300000	0.30 0.32	0.0000102
آلومینیوم	10000000	3850000	0.100	0.0000128
منگنز	6500000	2400000	0.065	0.000045

جدول ۳-۴: مقادیر متوسط مربوط به خواص مکانیکی مواد مهندسی در سیستم SI

مدول کشسانی				
ماده	مدول کششی فشاری E (N / mm^2) یا MPa	مدول برشی G N / mm^2 یا MPa	وزن واحد حجم (N / mm^3)	ضریب انبساط خطی α بر حسب $mm / (mm deg C)$
چدن			0.0000695	0.0000100
فولاد	206900	79300	0.0000768	0.0000117
فولاد بی لکه ۱۸-۸	193100	69000	0.0000800	0.0000173
برنج، برنز	103400	36600	0.0000814-869	0.0000184
آلومینیوم	69000	26600	0.0000271	0.0000230
منگنز	44800	16600	0.0000176	0.0000261

مقادیر تنش را در جدول (۳-۱) به ۱۴۵ ضرب کنید تا بر حسب MPa به دست آیند.

۳-۴ تئوری های تخریب مبتنی بر تنش

همه تئوری های پدیده شناختی تخریب ناشی از تنش ثابت بر اساس آزمایش فشار یا کشش تک محوری ساده ساخته می شوند.

تئوری تنش قائم ماکزیمم برای گسیختگی

مطابق تعریف تئوری تنش قائم ماکزیمم، یک قطعه ماشین پیچیده موقعی تخریب می شود که یکی از تنش های قائم از تنش لازم برای تخریب این قطعه در تست تک محوری ساده تجاوز کند. این موضوع به زبان ریاضی زیر

بیان می شود

$$S_{ypc} \leq S_1 \leq S_{ypt}$$

$$S_{ypc} \leq S_2 \leq S_{ypt}$$

$$S_{ypc} \leq S_3 \leq S_{ypt}$$

با استفاده از ضریب اطمینان N_{fs} در مورد تنش های نقطه سیلان، می توان معادلات تخریب بالا را به معادلات طراحی زیر تبدیل کرد

$$\begin{aligned} \frac{S_{ypc}}{N_{fs}} &\leq S_1 \leq \frac{S_{ypt}}{N_{fs}} \\ \frac{S_{ypc}}{N_{fs}} &\leq S_2 \leq \frac{S_{ypt}}{N_{fs}} \\ \frac{S_{ypc}}{N_{fs}} &\leq S_3 \leq \frac{S_{ypt}}{N_{fs}} \end{aligned} \quad (1)$$

لحظه‌های کششی
↑
لحظه‌های فشاری

در موقع استفاده از این تئوری برای مواد شکننده، لازم است به جای تنش‌های حد پارگی σ_{uc} و σ_{ut} ، تنش‌های نقطه سیلان را در معادلات بالا قرار دهیم. این تئوری تخریب را می‌توان با استفاده از آیین مدول صفحه گسترده (۲-۱) به کار گرفت. با استفاده از این مدول گسترده، می‌توان تنش‌های قائم اصلی را در روابط قرار داد و برقراری نامعادلات را معین کرد.

تئوری تنش حداکثر تخریب

مطابق تعریف تئوری تنش قائم ماکزیمم، یک قطعه ماشین پیچیده موقعی تخریب می‌شود که یکی از تنش‌های قائم از تنش لازم برای تخریب این قطعه در تست تک محوری ساده تجاوز کند. از آنجا که تنش برشی لازم برای تخریب نمونه تحت کشش تک محوری در ماشین تست برابر با نصف تنش قائم نقطه سیلان است، می‌توان این تئوری را به زبان ریاضی زیر بیان کرد

$$\begin{aligned} -S_{yp} &\leq (S_1 - S_2) \leq S_{yp} \\ -S_{yp} &\leq (S_2 - S_3) \leq S_{yp} \\ -S_{yp} &\leq (S_3 - S_1) \leq S_{yp} \end{aligned}$$

با استفاده از یک ضریب اطمینان می‌توان معادلات تخریب بالا را به معادلات طراحی زیر تبدیل کرد

$$\begin{aligned} \frac{-S_{yp}}{N_{fs}} &\leq (S_1 - S_2) \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}} \\ \frac{-S_{yp}}{N_{fs}} &\leq (S_2 - S_3) \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}} \\ \frac{-S_{yp}}{N_{fs}} &\leq (S_3 - S_1) \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}} \end{aligned} \quad (2)$$

این تئوری تخریب را می‌توان با استفاده از مدول صفحه گسترده (۲-۲) به کار گرفت. برای اینکار مقادیر تنش‌های قائم اصلی را در نامعادلات قرار می‌دهیم و برقراری آنها را بررسی می‌کنیم. پیش از اقدام به ساخت تئوریهای تخریب دیگر، اجازه دهید دو تا از تئوری‌هایی را که تا کنون کشف کرده ایم برای حل یک مسئله به کار بگیریم.

مثال ۴-۱

تنش‌های وارد بر یک نقطه از جسم به صورت $\sigma_x = 20000 \text{ psi}$ ، $\sigma_y = 4000 \text{ psi}$ و $\tau_{xy} = 6000 \text{ psi}$ است. ضریب اطمینان برابر با $N_{fs} = 2.0$ و جنس این جسم از چدن خاکستری شماره 40 است. مطمئن بودن

این طرح را با استفاده از تئوری تنش قائم ماکزیمم تخریب، معین کنید.

اطلاعات داده شده: $N_{fs} = 2.0$ جنس قطعه از چدن خاکستری شماره 40 است.

فرضها: تنش‌ها دو محوری هستند و ماده جسم مورد نظر طوری است که تئوری تنش قائم ماکزیمم تخریب قابل استفاده است.

روش حل: مدول ۱-۴؛ مدول A ۲-۱.

با استفاده از جدول (۲-۱۶) مقادیر $\sigma_{uc} = -135000 \text{ psi}$ و $\sigma_{ut} = 40000 \text{ psi}$ برای چدن خاکستری شماره 40 به دست می‌آید.

جزئیات حل: برای حل این مسئله، لازم است ابتدا تنشهای قائم اصلی را تعیین کنیم. از آنجا که حالت تنش دو محوری است، برای تعیین این تنشها لازم است از دایره مور یا مدول (۱-۴) استفاده کنیم. برای استفاده از مدول (۱-۴) داریم

(مدول ۲-۱)

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

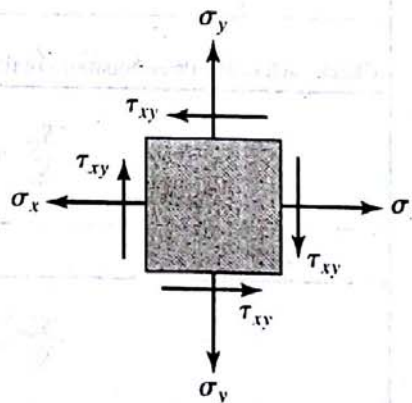
Click here to learn more about this spreadsheet.

Click here to look at a plot of Mohr's Circle for the data.

Click here to close the Mohr's Circle sketch.

Module 1-4 Biaxial Stress Computations (Mohr's Circle)

This module finds the principal normal stresses for a 2-d stress tensor.



Input the stress components:

$\sigma_x =$	20,000	psi
$\sigma_y =$	4000	psi
$\tau_{xy} =$	6000	psi

The principal normal stresses are:

$\sigma_1 =$	22,000	psi
$\sigma_2 =$	2000	psi

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

مقادیر تنشهای مناسب را در خانه های سایه دار قرار می دهیم. نتیجه حاصل از این مقادیر، مطابق شکل، در خانه های بعدی ظاهر می شود. اکنون با در دست داشتن مقادیر تنش قائم 22000 psi و 2000 psi ، می توانیم از تئوری تنش قائم ماکزیمم تخریب استفاده کنیم.

از آنجا که ماده جسم مورد نظر از چدن خاکستری شماره 40 است، از جدول (۲-۱a) که ویژه مواد شکننده است استفاده می کنیم. با جاگذاری مقادیر مناسب و تنشهای قائم اصلی در جدول (۲-۱a)، نتایج در خانه های دیگر این جدول ظاهر می شوند. مسلماً این قطعه تخریب می شود، زیرا اولین معادله از سه معادله مربوط به تئوری تخریب برقرار نیست. این طرح را می توان مطمئن کرد. برای اینکار لازم است ضریب اطمینان را کوچک انتخاب کنیم و یا از ماده دیگری با مقاومت پارگی کششی بیشتر استفاده کنیم.

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-1a
Maximum Normal Stress Theory of Failure
(Brittle Materials)

Input the principal normal stresses and their units:					
$S_1 = \sigma_1$	22,000	psi			
$S_2 = \sigma_2$	2000	psi			
$S_3 =$	0	psi			

Input the Yield point values and the Factor of Safety:			
$S_{uc} =$	-135,000	psi	(Compression Ultimate Strength)
$S_{ut} =$	40,000	psi	(Tension Ultimate Strength)
$N_{fs} =$	2.00		(Factor of Safety)

Check each of the three equations of the failure theory:

$$\frac{S_{uc}}{N_{fs}} \leq S_1 \leq \frac{S_{ut}}{N_{fs}}$$

-67,500	≤	22,000	≤	20,000	Fails
---------	---	--------	---	--------	--------------

$$\frac{S_{uc}}{N_{fs}} \leq S_2 \leq \frac{S_{ut}}{N_{fs}}$$

-67,500	≤	2000	≤	20,000	Safe
---------	---	------	---	--------	-------------

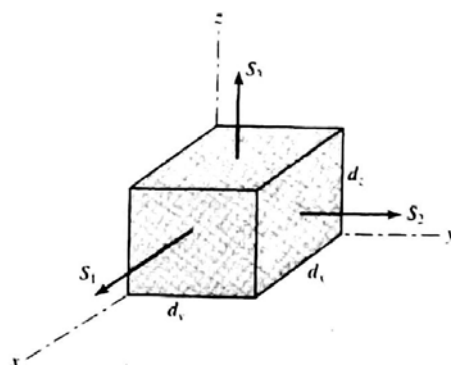
$$\frac{S_{uc}}{N_{fs}} \leq S_3 \leq \frac{S_{ut}}{N_{fs}}$$

-67,500	≤	0	≤	20,000	Safe
---------	---	---	---	--------	-------------

تئوری انرژی کرنشی ماکزیمم تخریب

طبق فرضیه تئوری انرژی کرنشی ماکزیمم تخریب، یک قطعه ماشین پیچیده موقعی تخریب می شود که انرژی کرنشی وارد بر واحد حجم آن از انرژی کرنشی وارد بر واحد حجم آن در موقع تخریب نمونه این ماده تحت بار

کششی تک محوری در دستگاه تست، بیشتر باشد. برای تعیین انرژی کرنشی وارد بر واحد حجم ماده، یک قطعه مکعب مستطیلی کوچک از این ماده به عرض dx ، به ارتفاع dy و عمق dz در نظر می‌گیریم (شکل ۳-۴).



شکل ۳-۴: قطعه مکعب مستطیلی تحت تنشهای قائم اصلی

بر این قطعه مطابق شکل تنشهای قائم اصلی وارد می‌شوند. انرژی کرنشی کل عبارت از کاری است که توسط نیروهای ناشی از این تنشها انجام می‌شود. بنابراین خواهیم داشت

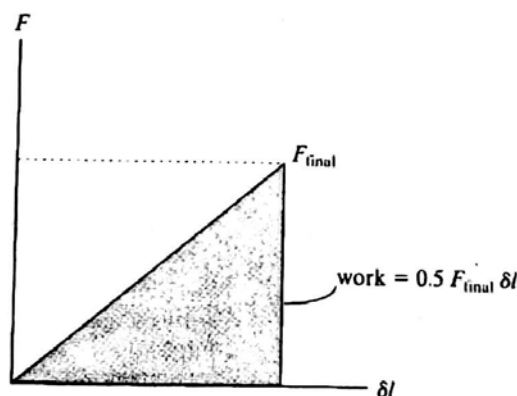
$$U = \text{کار} = \text{انرژی کرنشی} = \int F \delta l \quad (3)$$

در این معادله، δl مقدار جابجایی و F نیرویی است که در طی جابجایی وارد می‌شود. نیروی نهایی وارد بر هر یک از وجوه مکعب مستطیل برابر با حاصلضرب مساحت وجه در تنش وارد بر آن است. بنابراین می‌توان نوشت

$$F_y \text{ نهایی} = S_2 dx dz$$

$$F_x \text{ نهایی} = S_1 dy dz$$

$$F_z \text{ نهایی} = S_3 dx dy$$



شکل ۴-۴: رابطه خطی بین بار و تغییر طول

در این معادلات اندیس *final* به معنای نهایی است. از آنجا که فرایند کش آمدن (افزایش طول) خطی است، انتگرال برابر با مساحت سطح زیر منحنی $F - \delta l$ است (شکل ۴-۴). بنابراین، کل انرژی کرنشی عبارت است از

$$U = \text{انرژی کرنشی} = \frac{F_x(\text{final})\delta_x}{2} + \frac{F_y(\text{final})\delta_y}{2} + \frac{F_z(\text{final})\delta_z}{2} \quad (4)$$

مقدار جابجایی جسم در هر امتدادی برابر با حاصلضرب کرنش (ε) در طول جسم در همان امتداد است. یعنی می‌توان نوشت

$$\delta_x = \varepsilon_1 dx$$

$$\delta_y = \varepsilon_2 dy$$

$$\delta_z = \varepsilon_3 dz$$

با استفاده از قانون هوک می‌توان کرنشها را از معادلات بالا حذف کرد

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (S_1 - \mu S_2 - \mu S_3)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (S_2 - \mu S_1 - \mu S_3)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} (S_3 - \mu S_1 - \mu S_2)$$

با جمع این سه مؤلفه کار خواهیم داشت

$$U = \frac{dx dy dz}{2E} (S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu (S_1 S_2 + S_2 S_3 + S_1 S_3))$$

انرژی کرنشی واحد حجم u برابر با نسبت انرژی کرنشی کل U بر حجم ($V = dx dy dz$) قطعه کوچک مورد نظر است

$$u = \frac{1}{2E} (S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu (S_1 S_2 + S_2 S_3 + S_1 S_3))$$

انرژی کرنشی واحد حجم جسم در تحت بار کششی تک محوری، وارد توسط ماشین تست، در لحظه تخریب جسم برابر است با

$$u = \frac{1}{2E} (S_{yp}^2)$$

اگر این انرژی کرنشی را به عنوان انرژی کرنشی حد برای قطعه ماشین پیچیده مورد نظر فرض کنیم، معادله تخریب آن به صورت زیر در می‌آید

$$(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu (S_1 S_2 + S_2 S_3 + S_1 S_3)) \leq S_{yp}^2$$

با دخالت دادن یک ضریب اطمینان در تنش نقطه تسلیم قطعه، این معادله به صورت زیر در می‌آید

$$(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu (S_1 S_2 + S_2 S_3 + S_1 S_3)) \leq \left(\frac{S_{yp}}{N_{fs}} \right)^2 \quad (5)$$

این معادله را می‌توان با استفاده از جدول صفحه گسترده (۴-۲) به کار بست. *سنت پولا*

تئوری انرژی آشفتهگی ماکزیمم برای تخریب

اساس تئوری انرژی آشفتهگی ماکزیمم این است که کل انرژی کرنشی از دو قسمت تشکیل می‌یابد. قسمت اول به تغییر حجم قطعه، و قسمت دوم به آشفتهگی قطعه مربوط می‌شود. بنابراین، کل انرژی کرنشی واحد حجم قطعه (u) برابر است با

$$u = u_v + u_d$$

در این معادله، u_v انرژی تغییر حجم واحد حجم قطعه، و u_d انرژی آشفته‌گی واحد حجم قطعه است. اساس این تئوری تخریب قطعه را همین انرژی کرنشی آشفته‌گی تشکیل می‌دهد. مطابق فرضیه این تئوری، قطعه پیچیده موقعی تخریب می‌شود که انرژی آشفته‌گی واحد حجم آن از انرژی واحد حجم وارد بر ماده آن در ماشین تست حین تخریب تجاوز کند، به شرطی که ماده مورد نظر تحت بار کششی تک محوری قرار داده شده باشد. برای توصیف این تئوری تخریب، می‌توانیم فرض کنیم که تنشهای قائم اصلی از مجموع دو تنش تشکیل یافته اند (شکل ۵-۲). مجموع این جفت تنشها به صورت زیر بیان می‌شود

$$S_1 = S'_1 + S_v$$

$$S_2 = S'_2 + S_v$$

$$S_3 = S'_3 + S_v$$

در این معادلات S_v نشانگر قسمتی از تنش است که باعث تغییر حجم می‌شود. S'_i نشانگر قسمتی از تنش‌های قائم اصلی است که باعث آشفته‌گی در قطعه می‌شود. اگر مؤلفه‌های آشفته‌گی هیچگونه تغییر حجم در قطعه ایجاد نکنند، مجموع کرنشهای ناشی از تنشهای آشفته‌گی باید برابر با صفر باشد. بنابراین، خواهیم داشت

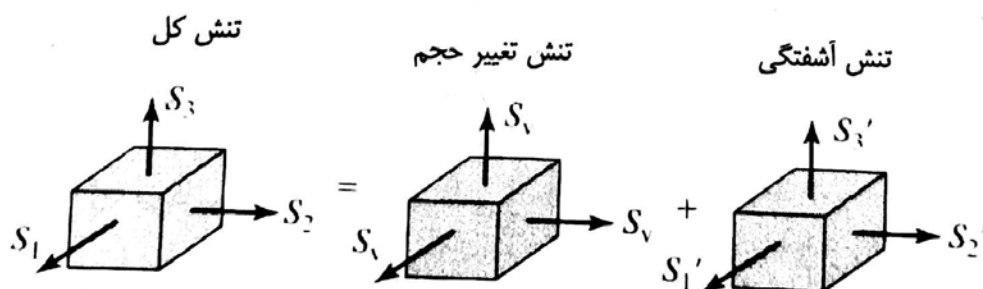
$$\varepsilon'_1 + \varepsilon'_2 + \varepsilon'_3 = 0$$

با استفاده قانون هوک می‌توانیم این مؤلفه‌های کرنشی را به صورت زیر برحسب مؤلفه‌های تنشی بنویسیم

$$\varepsilon'_1 = \frac{1}{E} (S'_1 - \mu S'_2 - \mu S'_3)$$

$$\varepsilon'_2 = \frac{1}{E} (S'_2 - \mu S'_1 - \mu S'_3)$$

$$\varepsilon'_3 = \frac{1}{E} (S'_3 - \mu S'_1 - \mu S'_2)$$



شکل ۵-۴: مؤلفه‌های تنش‌های قائم اصلی

این سه معادله را جمع کرده و مجموع آنها را مساوی صفر قرار می‌دهیم. نتیجه می‌شود

$$0 = S'_1 + S'_2 + S'_3 - 2\mu(S'_1 + S'_2 + S'_3)$$

این رابطه برای همه مقادیر μ برقرار خواهد بود، به شرطی که داشته باشیم

$$0 = S'_1 + S'_2 + S'_3$$

اگر این رابطه را با مجموع سه معادله تنش اول مورد استفاده قرار دهیم، نتیجه می‌شود

$$S_v = \frac{1}{3} = (S_1 + S_2 + S_3)$$

با استفاده از این رابطه در سه معادله اول تنش، تنشهای آشفته‌گی (وابیچش) را می‌توان تنها برحسب تنشهای قائم اصلی بیان کرد

$$S'_1 = \frac{2}{3} \left(S_1 - \frac{S_2}{2} - \frac{S_3}{2} \right)$$

$$S'_2 = \frac{2}{3} \left(S_2 - \frac{S_1}{2} - \frac{S_3}{2} \right)$$

$$S'_3 = \frac{2}{3} \left(S_3 - \frac{S_1}{2} - \frac{S_2}{2} \right)$$

انرژی کرنشی مربوط به تغییر حجم عبارت است از

$$u_v = 3 \left(\frac{S_v \varepsilon_v}{2} \right)$$

با استفاده از قانون هوک به شکل زیر

$$\varepsilon_v = \frac{1}{E} (S_v - \mu S_v - \mu S_v) = \frac{S_v}{E} (1 - 2\mu)$$

خواهیم داشت

$$u_v = \left(\frac{1 - 2\mu}{6E} \right) (S_1 + S_2 + S_3)^2$$

می‌دانیم که انرژی آشفته‌گی واحد حجم عبارت است از

$$u_d = u - u_v$$

با استفاده از بخش قبل می‌دانیم که کل انرژی کرنشی واحد حجم برابر است با

$$u = \frac{1}{2E} (S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu(S_1 S_2 + S_1 S_3 + S_2 S_3))$$

با در نظر گرفتن اختلاف این مقدار و تغییر انرژی کرنشی حجمی واحد حجم، رابطه نهایی برای انرژی آشفته‌گی واحد حجم بر حسب تنشهای قائم اصلی به دست می‌آید

$$u_d = \left(\frac{1 + \mu}{3E} \right) (S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1 S_2 - S_2 S_3 - S_3 S_1)$$

با مقایسه این مقدار با مقدار مربوط به حالت تک محوری، معادله تخریب زیر به دست می‌آید

$$(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1 S_2 - S_2 S_3 - S_3 S_1) \leq S_{yp}^2$$

با دخالت دادن ضریب اطمینان مربوط به تنش تسلیم می‌توان، معادله تخریب را به معادله طراحی تبدیل کرد. نتیجه به صورت زیر خواهد بود

$$\left(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1 S_2 - S_2 S_3 - S_3 S_1 \right) \leq \left(\frac{S_{yp}}{N_{fs}} \right)^2 \quad (6)$$

این معادله را می‌توان به وسیله مدول صفحه گسترده (۲-۴) به کار گرفت. برخلاف تئوری انرژی کرنشی ماکزیمم تخریب، این معادله بستگی به نسبت پواسون (μ) ندارد. این تئوری تخریب را تئوری انرژی - برشی یا تئوری فون میسز - هنگی می‌نامند. پیش از خلاصه سازی و مقایسه معادلات طراحی، اجازه دهید با استفاده از این تئوری تخریب، یک مثال حل کنیم.

مثال ۲-۴

فرض کنید تانسور زیر بیانگر یک حالت تنش سه بعدی باشد

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} 70 & 30 & 25 \\ 30 & 80 & 40 \\ 25 & 40 & 90 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

اگر قطعه مورد نظر از فولادی به مشخصات $S_{yp} = 386 \text{ MPa}$ و $N_{fs} = 3.0$ ساخته شده باشد، مطمئن بودن این طرح را به وسیله تئوری انرژی آشفتهگی تخریب مشخص کنید.

اطلاعات داده شده: تنش مؤلفه تنش منحصر به فرد تانسور تنش؛ $S_{yp} = 386 \text{ MPa}$; $N_{fs} = 3.0$.

فرضها: تنش ها سه بعدی و ماده جسم مورد نظر از نوع داکتیل است، به گونه ای که می‌توان تئوری انرژی آشفتهگی ماکزیمم تخریب را در مورد آن به کار برد.

روش حل: مدول (۱-۵) و مدول (۲-۴).

جزئیات حل: اولین گام برای حل این مسئله عبارت از تعیین مؤلفه های تنش قائم اصلی است. برای تعیین این مؤلفه ها می‌توانیم از مدول صفحه گسترده (۱-۵) استفاده کنیم.

اکنون که تنشهای قائم اصلی را داریم، می‌توانیم با استفاده از تئوری انرژی آشفتهگی تخریب، مطمئن بودن قطعه را تعیین کنیم. برای اینکار، سه تنش قائم اصلی را در مدول صفحه گسترده (۲-۴) قرار می‌دهیم. یادآور می‌شویم که مدول های صفحه گسترده در CD همراه کتاب ارائه شده است.

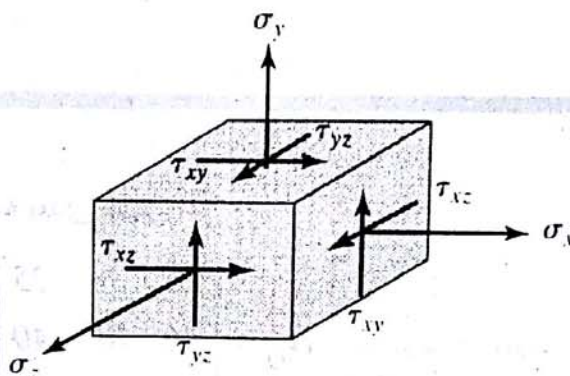
همانگونه که صفحه گسترده نشان می‌دهد، این قطعه بر اساس تئوری انرژی آشفتهگی تخریب مطمئن است. جالب است بدانیم این قطعه بر اساس تئوری تنش قائم ماکزیمم مطمئن نیست. زیرا بزرگترین تنشهای قائم اصلی، بر اساس این تئوری، برای تخریب این قطعه کافی هستند. این وضعیت نشان می‌دهد که لازم است به میزان دقت تئوری های مختلف تخریب توجه کنیم و مناسبترین تئوری را برای طرح خودمان انتخاب کنیم. این موضوعی است که در زیر مورد بررسی قرار می‌دهیم.

Click here for
instructions on how
to use this spreadsheet.

Click here to learn
more about this
spreadsheet.

Module 1-5 Triaxial Stress Computations

This module finds the principal
normal stresses for a 3-d
stress tensor.



Input the stress components:

$\sigma_x =$	70	MPa	▼
$\sigma_y =$	80	MPa	
$\sigma_z =$	90	MPa	
$\tau_{xy} =$	30	MPa	
$\tau_{xz} =$	25	MPa	
$\tau_{yz} =$	40	MPa	

The principal normal stresses are:

$S_1 =$	41.42	MPa
$S_2 =$	145.21	MPa
$S_3 =$	53.37	MPa

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-4 Maximum Distortion Energy Theory of Failure					
$(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1 S_2 - S_1 S_3 - S_2 S_3) \leq \left(\frac{S_{yp}}{N_{fs}} \right)^2$					
Input the principal normal stresses and their units:					
$S_1 =$	41.42	MPa	▼		
$S_2 =$	145.21	MPa			
$S_3 =$	53.37	MPa			
Input the Yield point and the Factor of Safety:					
$S_{yp} =$	386	MPa		(Yield Strength)	
$N_{fs} =$	3.00			(Factor of Safety)	
The result from the failure equation is:					
Left-hand side =		9.67E+03			
Right-hand side =		1.66E+04			
Status =		Safe			

جدول ۴-۴: مقایسه تئوری های گوناگون تخریب

مشخصات	تئوری تخریب
تنش تئوری برای مواد شکننده	تنش قائم ماکزیمم
برای مواد داکتیل خوب است. کاربردش آسان است نتایج قابل قبولی به دست می دهد.	تنش برشی ماکزیمم
برای مواد داکتیل خوب است. کاربردش مشکل است، اما نتایج خوبی به دست می دهد، و نیاز به نسبت پواسون دارد.	انرژی کرنشی ماکزیمم
برای مواد داکتیل خوب است. بهترین نتایج را به دست می دهد. کاربردش آسانتر از کاربرد تئوری انرژی کرنشی ماکزیمم است.	انرژی آشفستگی ماکزیمم

مقایسه تئوریهای تخریب

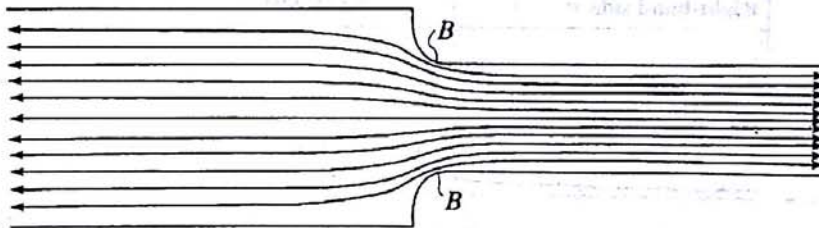
در جدول (۴-۴) مشخصات چهار تئوری تخریب به طور مختصر ارائه شده است. طراح با استفاده از این جدول می تواند بهترین تئوری را برای طرح خود انتخاب کند. این جدول کاربردی بودن یک تئوری مشخص را نشان می دهد. همچنین مشخص می کند که چرا یک تئوری بر تئوری دیگر ارجحیت دارد. برای مثال، اگر ماده انتخاب شده برای طرح، از نوع شکننده باشد، انتخاب تئوری بر تئوری تنش قائم ماکزیمم برای طراحی آن درست خواهد بود. در مورد مواد شکل پذیر، انتخاب تئوری بستگی به میزان دقت و میزان پیچیدگی محاسبات و حوصله طراح دارد.

برای مواد داکتیل دقیقترین روش عبارت از تئوری انرژی آشفستگی ماکزیمم تخریب است. آسانترین روش برای مواد داکتیل عبارت از تئوری تنش برشی است. همه این تئوری ها موقعی صادق هستند که بار وارده بر قطعه

ثابت باشد و به صورت نامتمرکز وارد گردد، به گونه ای که از تشدید شدن الگوی تنش در قطعه جلوگیری شود. این دو موضوع در زیر مورد بحث قرار گرفته است.

۴-۴ تمرکز تنش ناشی از تغییر شکل ناگهانی قطعه

تغییرات ناگهانی در شکل هندسی قطعه، تنش‌هایی ایجاد می‌کند که از مقدار تنش انتظاری بزرگتر هستند. این موضوع می‌تواند برای طراح مشکل ساز باشد. برای مثال، حالت تنش عضو دو عرضی شکل (۴-۶) را که تحت بار کششی قرار دارد در نظر بگیرید. در دو سر این عضو نیروهای داخلی به طور یکنواخت در مقطع عضو پخش شده‌اند. تنش اسمی در قسمت راست این عضو از تقسیم کل بار بر مساحت مقطع کوچکتر به دست می‌آید؛ تنش اسمی در قسمت چپ از تقسیم کل بار بر مساحت مقطع بزرگتر به دست می‌آید. اما در نقطه ای که عرض میله (عضو) تغییر پیدا کرده نحوه پخش نیروها باید تغییر پیدا کند و یک توزیع مجدد صورت بگیرد. در این قسمت، پخش نیروها دیگر در همه نقاط مقطع یکنواخت نیست بلکه در نزدیکی نقاط B مقدار تنش به طور ناگهانی افزایش پیدا می‌کند و از مقدار میانگین بیشتر می‌شود (شکل ۴-۶). بدین ترتیب حالت تنش بسیار پیچیده تر می‌شود و معادله مقدماتی تنش (P/A) دیگر صدق نمی‌کند. تنش ماکزیمم در نقطه ای از گوشه گرد شده (مانند نقطه B) اتفاق می‌افتد و امتداد آن موازی با مرز قطعه در نقطه یاد شده است.

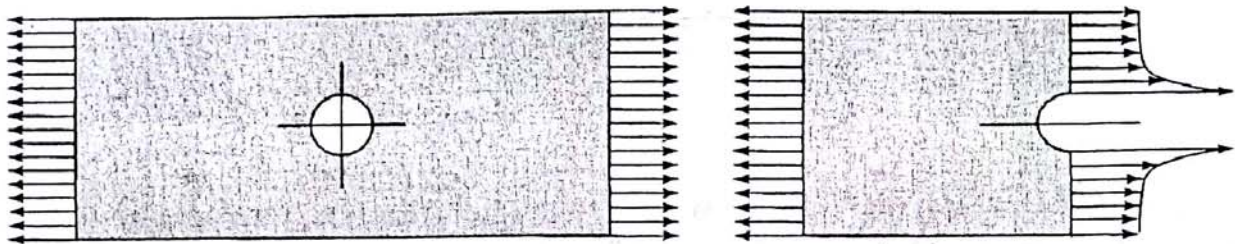


شکل ۴-۶: تمرکز تنش ناشی از تغییر شکل ناگهانی سطح مقطع

در شکل (۴-۷a) مثال دیگری جهت توجیه تمرکز تنش ارائه شده است. در اینجا تغییر شکل ناگهانی همان سوراخ وسطی میله است. اگر این میله را از مقطعی که سوراخ در آن قرار دارد برش دهیم، تنشهای کششی آن مطابق شکل (۴-۷b) خواهد بود. همانگونه که در شکل می‌بینیم، توزیع تنش در امتداد سطح بریده شده عملاً یکنواخت است، اما در نزدیکی سوراخ به طور ناگهانی افزایش پیدا می‌کند. این نامنظمی در توزیع تنش، که از تغییرات ناگهانی شکل جسم ناشی می‌شود، بنام تمرکز تنش معروف است. اگر قطعه تحت تنش دارای گوشه گرد شده، سوراخ، شیار، شکاف، جاخار، هزار خار، خراشهای ناشی از ابزار یا خراشهای اتفاقی باشد، همه نوع تنش (تنش محوری، خمشی یا برشی) می‌تواند در محل‌های یاد شده متمرکز گردد. اجسام خارجی و ترک در داخل مادها سطح آن نیز می‌تواند بصورت افزایش تنش عمل کند. برای به دست آوردن تنش ماکزیمم در نقاط تمرکز تنش، تنش اسمی را که از معادله مقدماتی تنش به دست می‌آید، در ضریب تمرکز تنش K یا K_t ضرب می‌کنیم. ضریب تمرکز تنش به صورت زیر تعریف شده است.

$$K = \frac{\text{حداکثر تنش عملی موجود در نقاط تمرکز تنش (مانند سوراخ گوشه گرد شده و امثال آن)}}{\text{تنش اسمی که از معادله مقدماتی برای کوچکترین مقطع به دست می‌آید}}$$

(7)



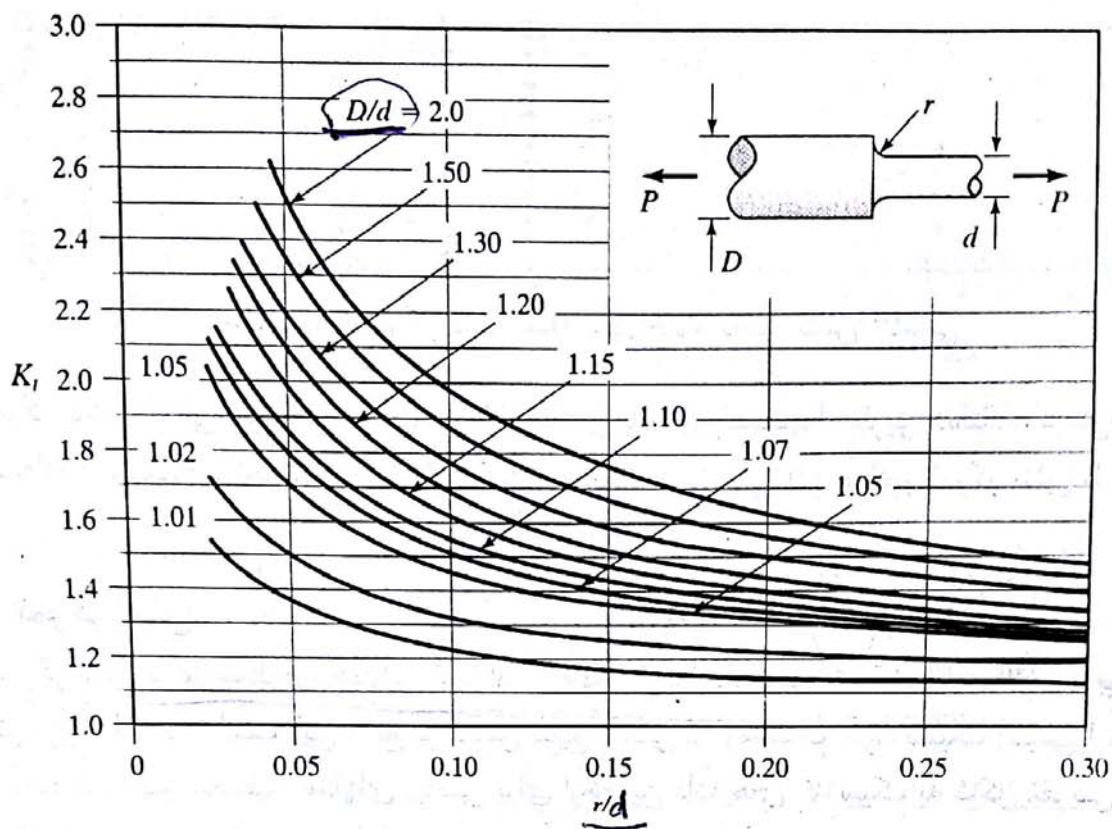
شکل ۷-۴: تمرکز تنش میله سوراخدار تحت تنش (گششی) (b)

ضریب تمرکز تنش را می‌توان از روشهای فتو الاستیک و یا بطور مستقیم از طریق دستگاه کرنش سنج به دست آورد. با استفاده از روشهای کامپیوتری و تحلیل المانهای محدود نیز می‌توان مقادیر تمرکز تنش را تعیین کرد.

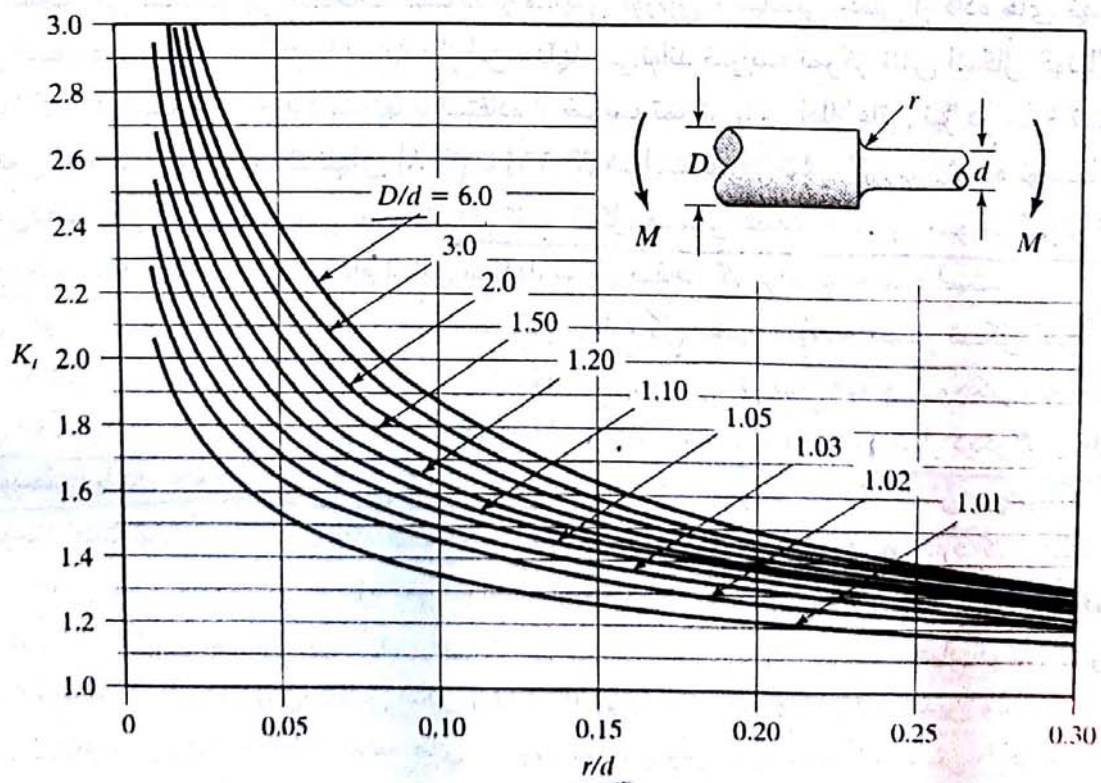
ضرایب تمرکز تنش

ضرایب تمرکز تنش برای شکلهای هندسی گوناگون و انواع بارگذاریها تعیین شده است. خلاصه بهترین نتایج توسط پیترسون ارائه شده است. این نتایج بر اساس نتایج حاصل از آزمایشات فتوالاستیک (پیش از سال ۱۹۵۱) به دست آمده اند. اخیراً محققین مدلهای ریاضی برای ارائه این داده های کلاسیک به شکل تقریبی تهیه کرده اند. چند تا از نمونه های عالی این مدلها توسط نورتون، پیکلی و یانگ مستند سازی شده اند. در حالت کلی، ضریب تمرکز تنش در تنش محاسبه شده برای کوچکترین مقطع قطعه ضرب می‌شود. در این کتاب، چند مدول صفحه گسترده که طراح را در تعیین ضرایب تمرکز تنش اشکال هندسی گوناگون با تغییرات ناگهانی شکل هندسی کمک می‌کنند. در این صفحات گسترده از مدلهای نورتون و میانابایی خطی از داده های تهیه شده توسط پیترسون استفاده شده است. طراح با استفاده از این مدلها می‌تواند ضرایب تمرکز تنش اشکال گوناگون را بطور سریع پیدا کند. در بسیاری از موارد مدولها با استفاده از ضریب تمرکز تنش اطلاعاتی نیز در باره تنش اسمی و تنش واقعی به دست می‌دهند. شکلهای (۴-۸) تا (۴-۲۱) ضرایب تمرکز تنش گزارش شده توسط پیترسون را نشان می‌دهند. این شکلهای مشخص می‌کنند اگر تغییر شکل هندسی قطعه به تدریج صورت گیرد، ضریب تمرکز تنش کوچکتر خواهد بود. برای هر کدام از این شکلهای، مدول صفحه گسترده تهیه شده است.

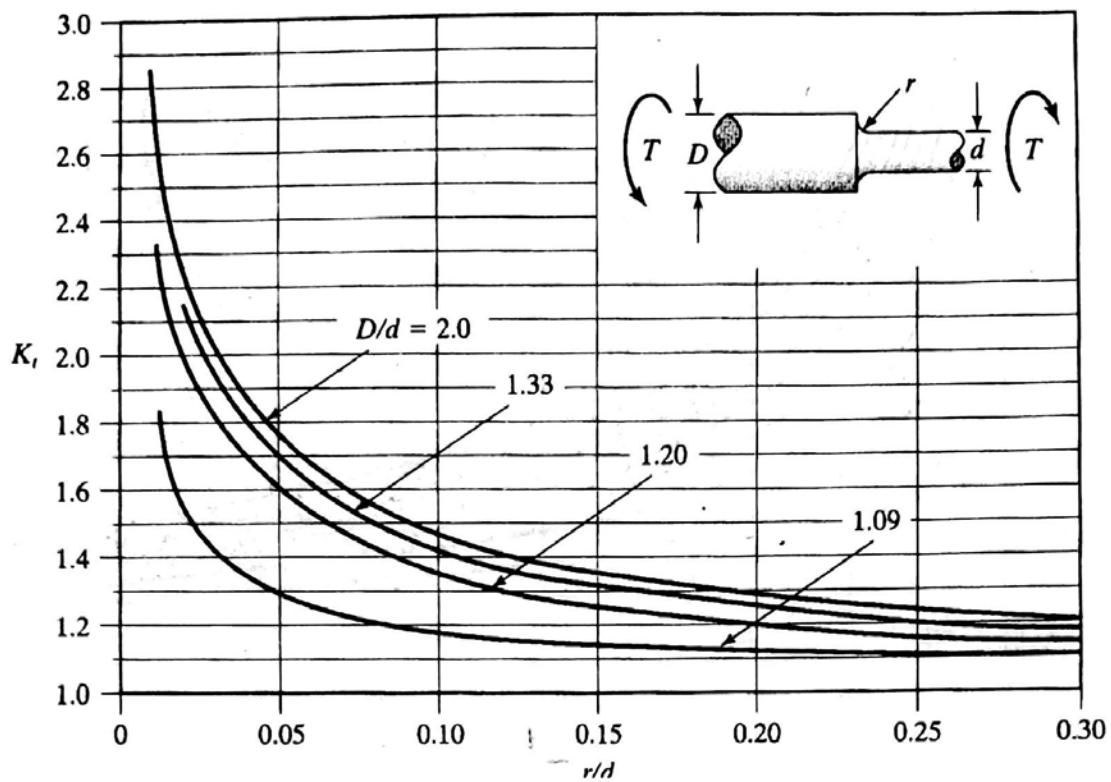
در بعضی موارد طراح با مشخص کردن نحوه ماشینکاری یا شکل دهی قطعه، تغییر شکل آنرا تدریجی تر می‌کند. به عبارت دیگر، کاری می‌کند که عبور از مقطع با اندازه بزرگتر به مقطع کوچکتر به صورت بسیار تدریجی انجام بگیرد. بنابراین در شکل (۴-۲۲b) کاملاً مشخص است که وجود دو شیار دیگر B در طرفین شیار اصلی (وسطی) باعث کاهش تمرکز تنش شده است. به همین دلیل ضریب تمرکز تنش پیچی که دارای رزوه های پیوسته است نسبت به میله ای که فقط یک شیار محیطی (به همان عمق رزوه) دارد کمتر است. برآمدگی باریک قطعه در شکل (۴-۲۲d) که نیرو نمی‌تواند در آن پخش شود، نسبت به برآمدگی پهن شکل (۴-۲۲c) تاثیر کمتری در افزایش تمرکز تنش دارد. برای کاهش تمرکز تنش در میله ای که ایجاد گوشه گرد با شعاع مناسب غیرممکن است، می‌توان مطابق شکل (۴-۲۲f) شیاری در آن ایجاد کرد و بدین وسیله از تغییر قطر ناگهانی آن جلوگیری نمود. با ایجاد گوشه های بیضوی نیز می‌توان ضریب تمرکز تنش را کاهش داد (شکل ۴-۲۳). گوشه های گرد (راکورد) فقط در نواحی پر تنش لازم می‌شوند. همانگونه که می‌دانید در بعضی موارد برای سهولت عملیات ماشینکاری و سنگ زنی لازم می‌شود در قطعه شیاری بتراشیم، این شیار را باید در نواحی کم تنش قطعه بتراشیم. طراح با مطالعه دقیق جزئیات قطعه و دادن تغییر کوچکی در شکل قطعه می‌تواند به طور مکرر اثرات سوء تمرکز تنش را کاهش دهد.



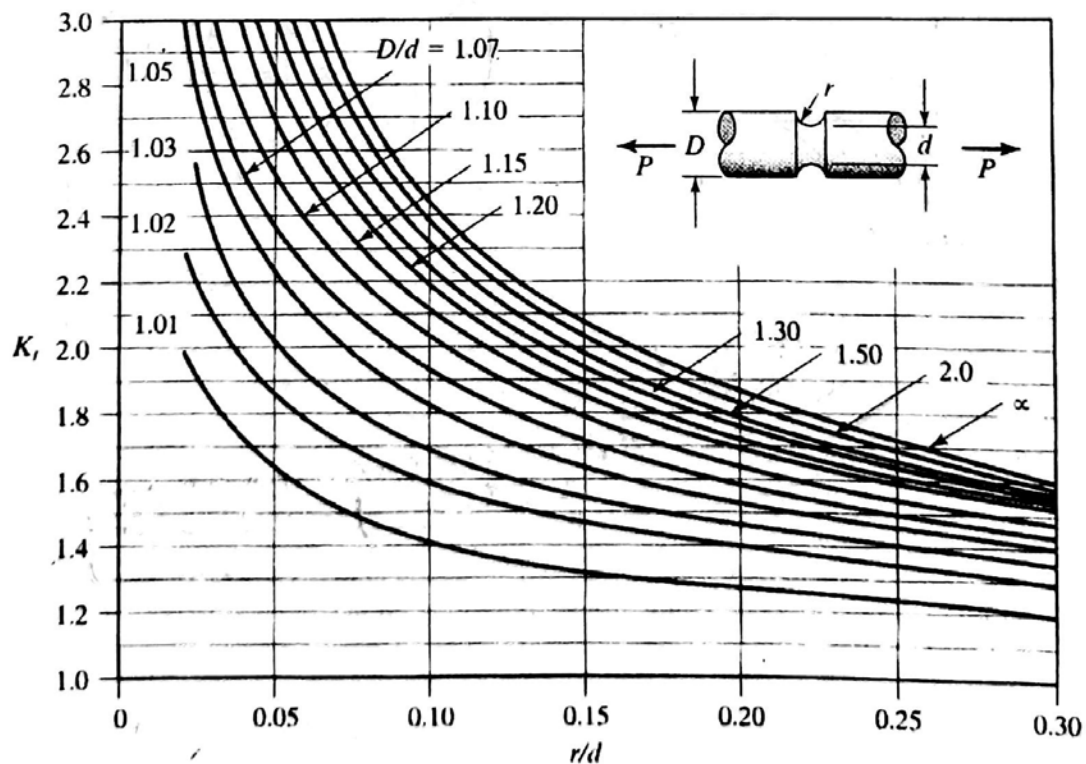
شکل ۸-۴: ضریب تمرکز تنش برای شفتی که دارای پلکان با گوشه گرد شده و تحت نیروی کششی است.
(صفحه گسترده مدول ۵-۲)



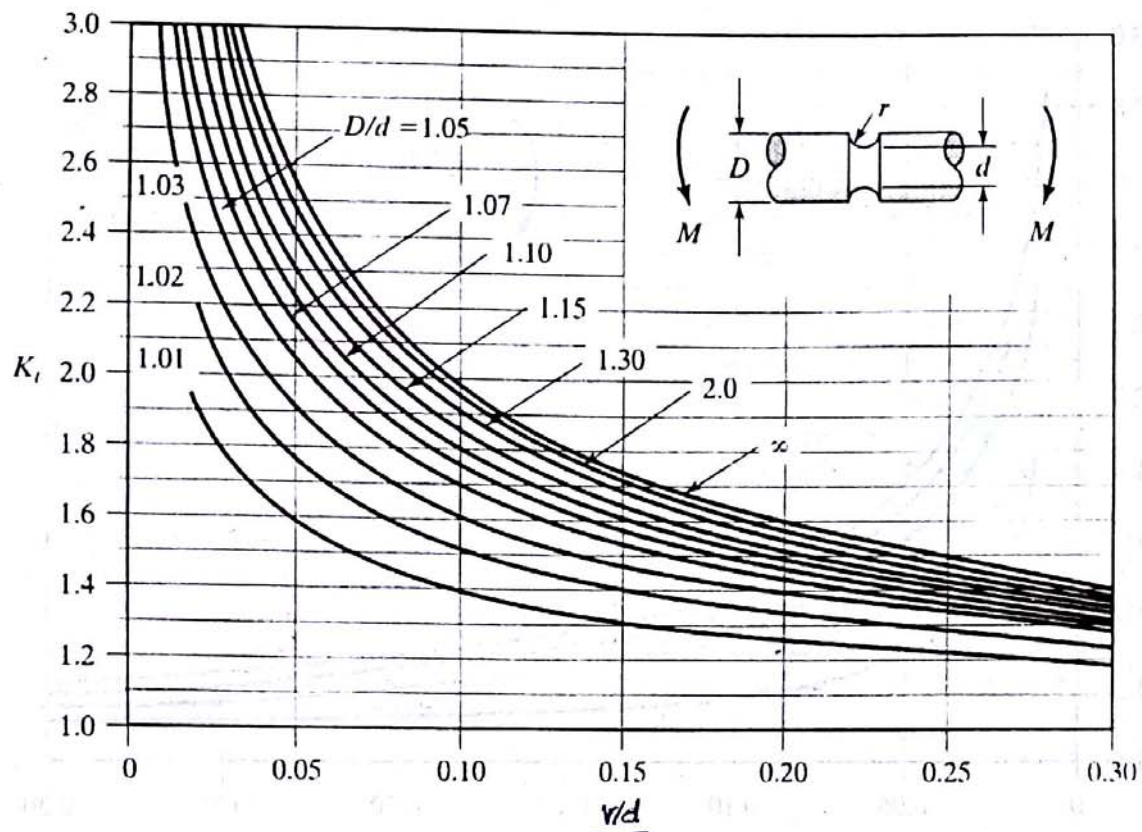
شکل ۹-۴: ضریب تمرکز تنش برای شفتی که دارای پلکان با گوشه گرد شده و تحت نیروی خمشی است.
(صفحه گسترده مدول ۶-۲)



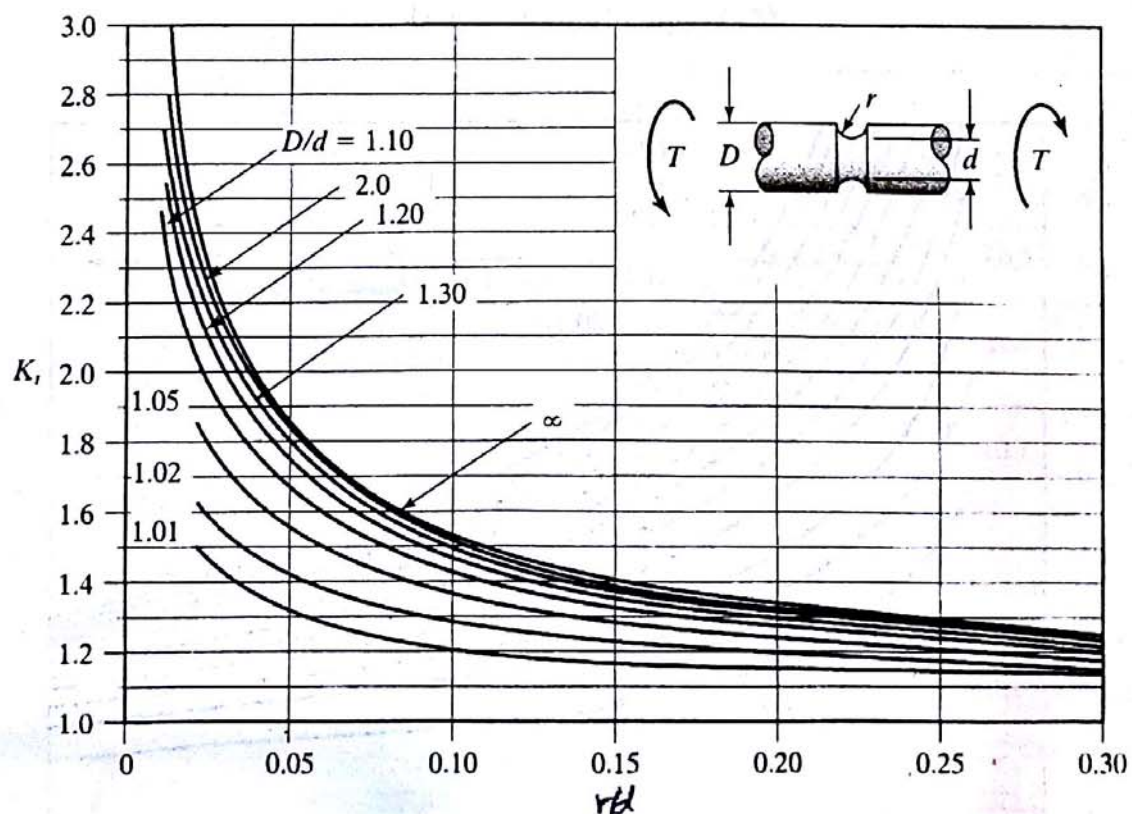
شکل ۱۰-۴: ضریب تمرکز تنش برای شفتی که دارای پلکان با گوشه گرد شده و تحت پیچش است.
(صفحه گسترده مدول ۷-۲)



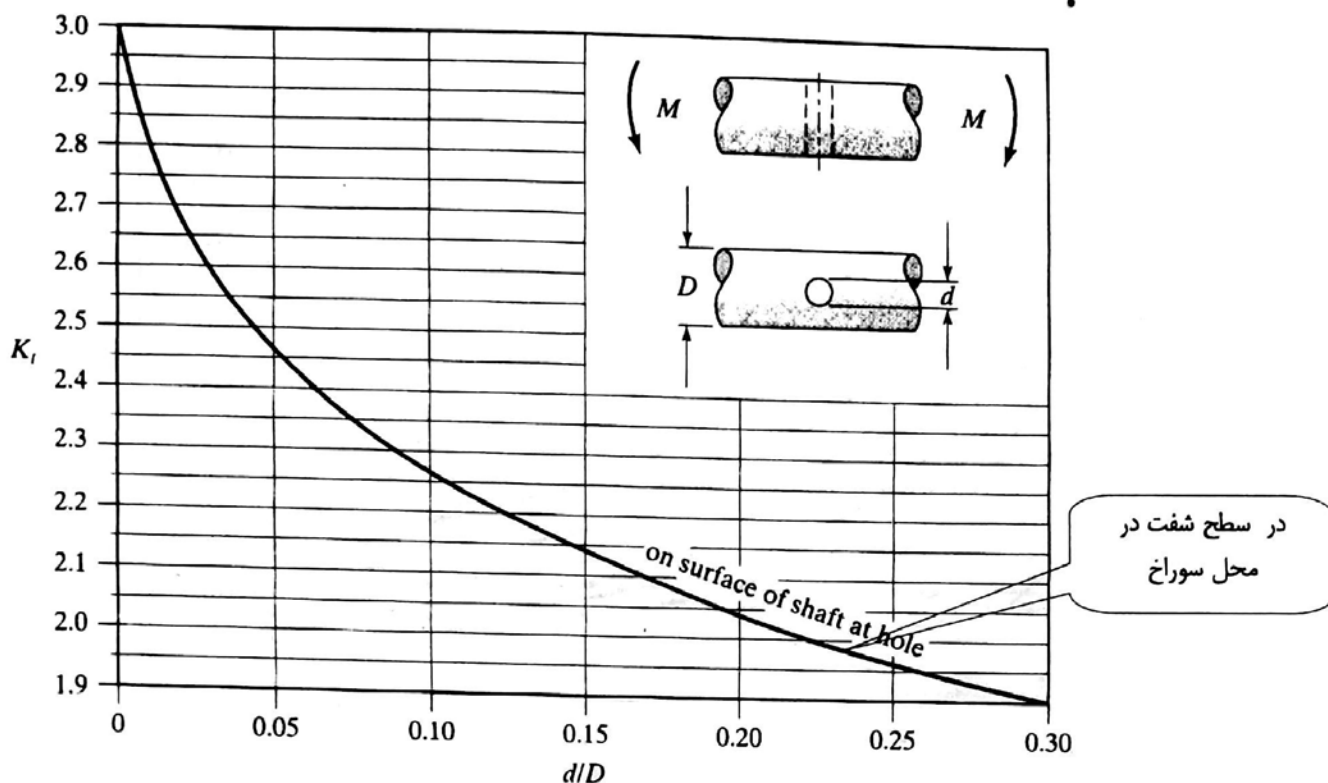
شکل ۱۱-۴: ضریب تمرکز تنش شفت شیاردار تحت تنش کششی (مدول صفحه گسترده ۸-۲)



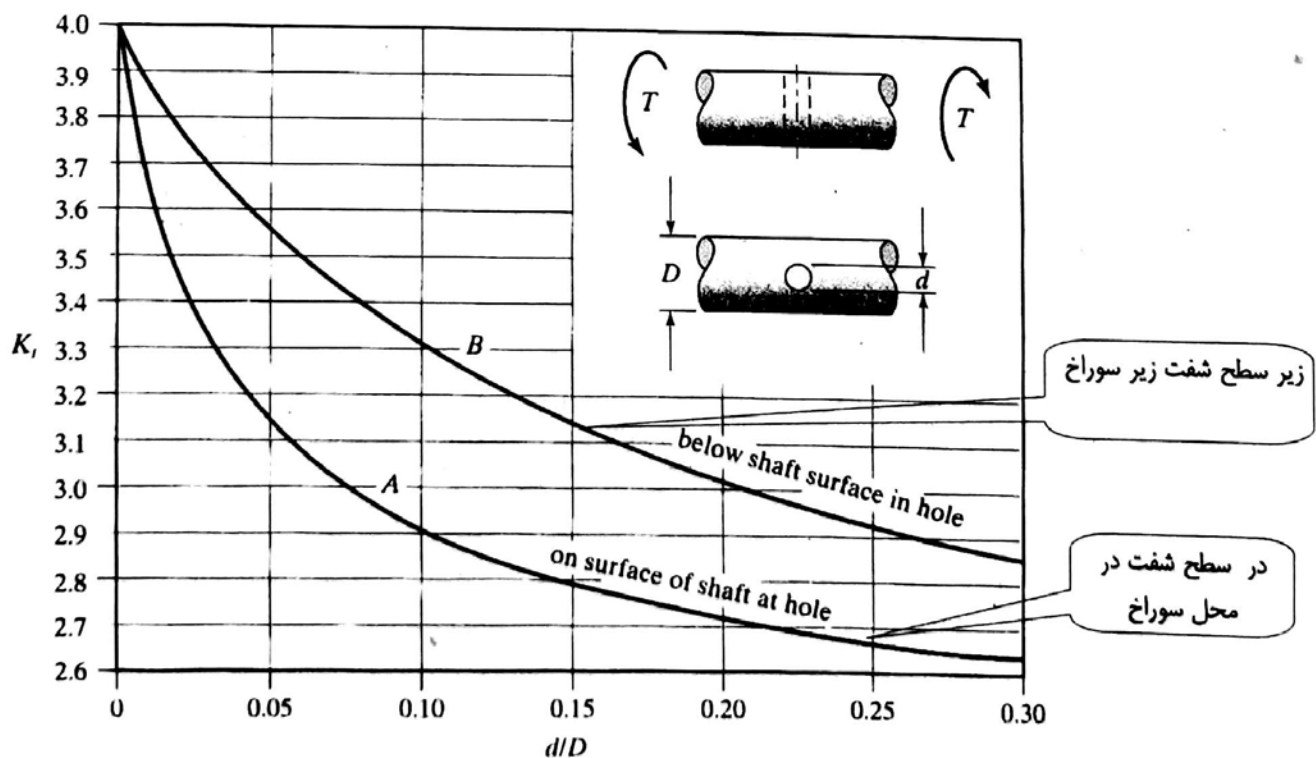
شکل ۱۲-۴: ضریب تمرکز تنش شفت شیاردار تحت خمش (مدول صفحه گسترده ۹-۲)



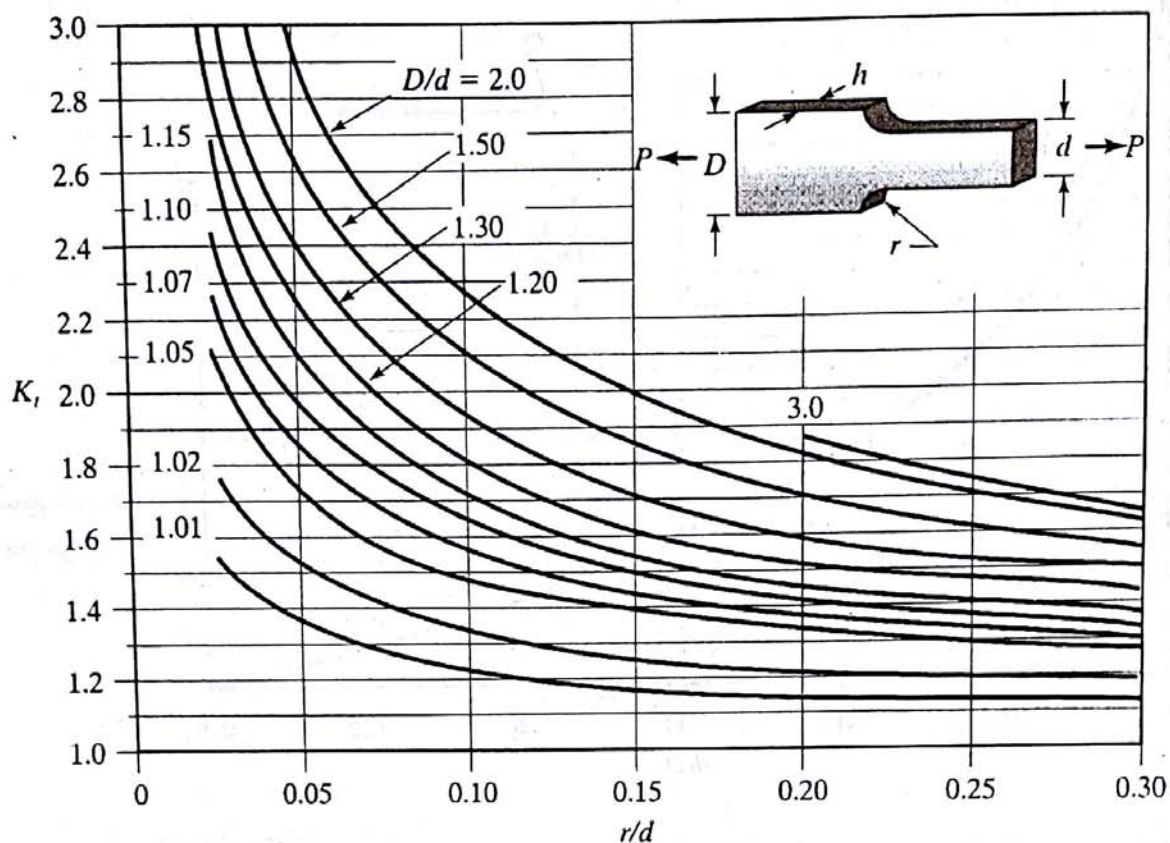
شکل ۱۳-۴: ضریب تمرکز تنش شفت شیاردار تحت پیچش (مدول صفحه گسترده ۱۰-۲)



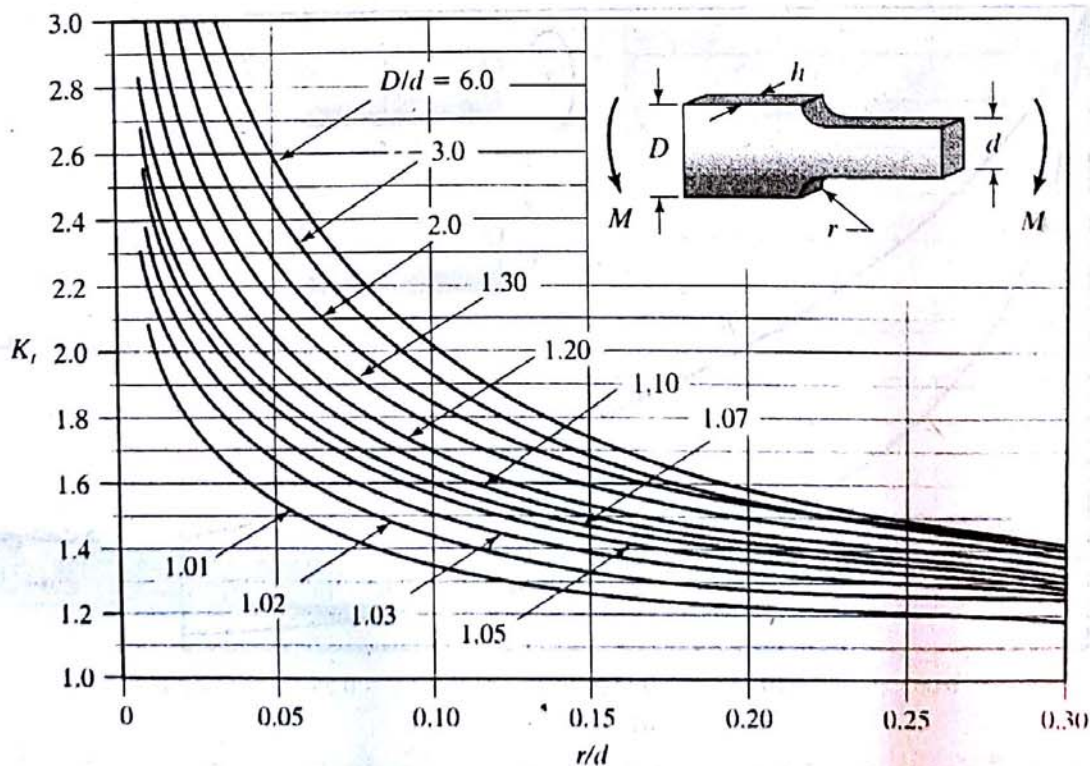
شکل ۱۴-۴: ضریب تمرکز تنش شفت با سوراخ عرضی تحت خمش (مدول صفحه گسترده ۱۱-۲)



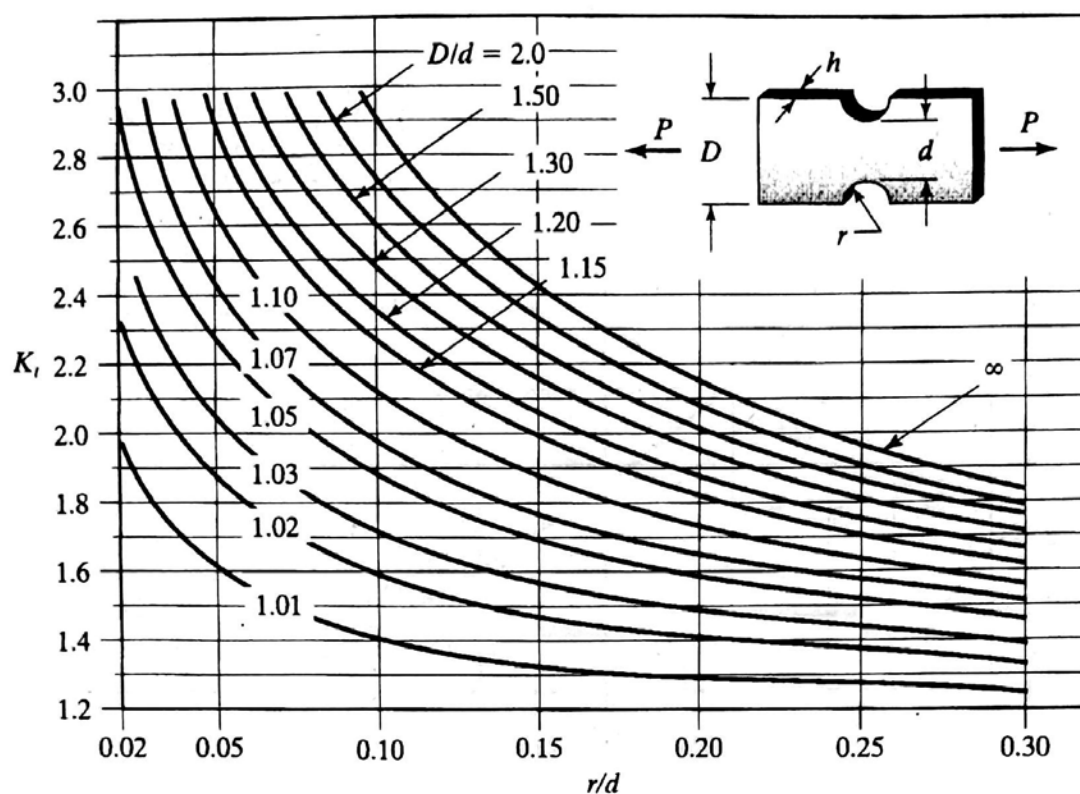
شکل ۱۵-۴: ضریب تمرکز تنش برای شفت با سوراخ عرضی تحت پیچش (مدول صفحه گسترده ۱۲-۲)



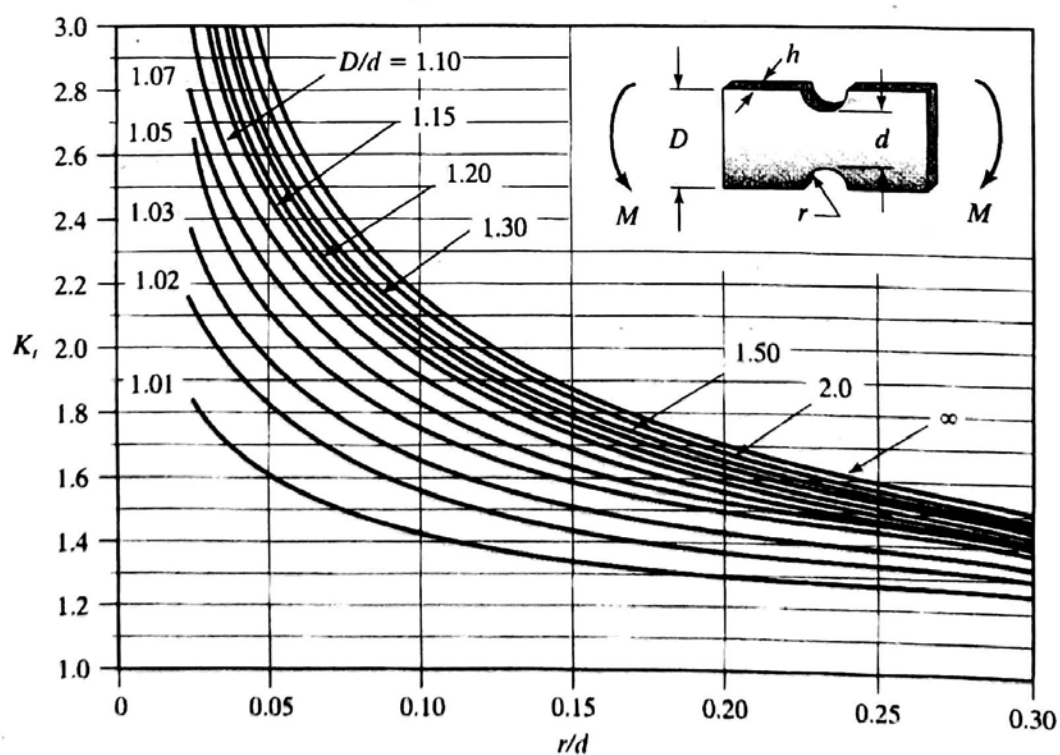
شکل ۱۶-۴: ضریب تمرکز تنش میله تخت با گوشه گرد شده تحت پیچش (مدول صفحه گسترده ۱۳-۲)



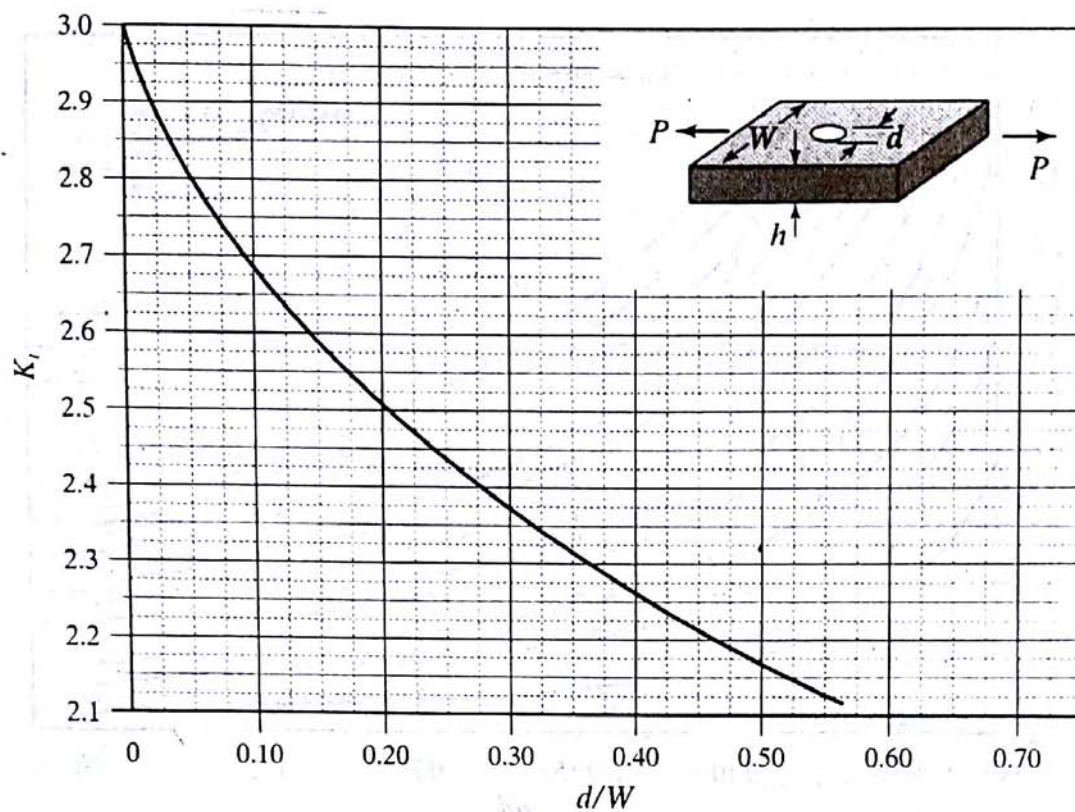
شکل ۱۷-۴: ضریب تمرکز تنش میله تخت با گوشه گرد شده تحت خمش (مدول صفحه گسترده ۱۴-۲)



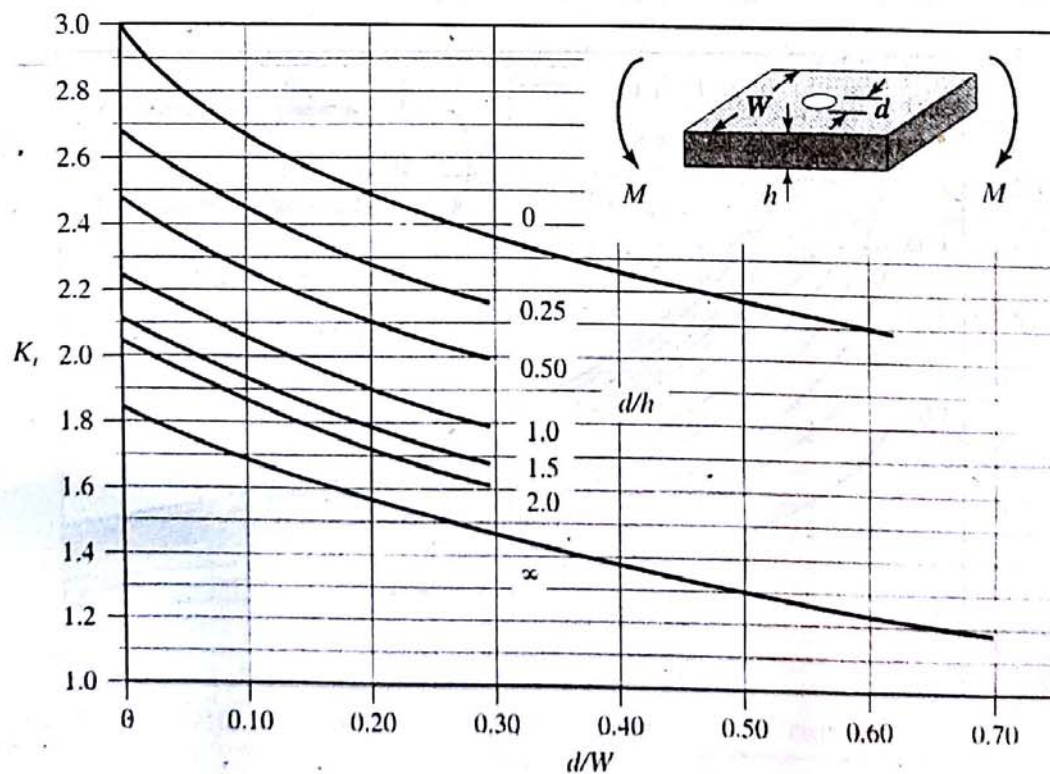
شکل ۱۸-۴: ضریب تمرکز تنش میله تخت شکافدار تحت تنش محوری (مدول صفحه گسترده ۱۵-۲).



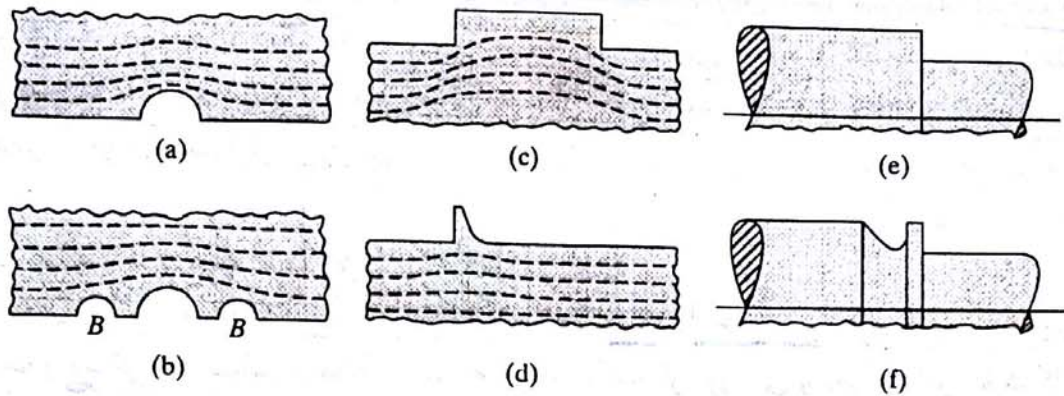
شکل ۱۹-۴: ضریب تمرکز تنش میله تخت شکافدار تحت خمش (مدول صفحه گسترده ۱۶-۲).



شکل ۲۰-۴: ضریب تمرکز تنش برای میله تخت با سوراخ عرضی تحت کشش (مدول صفحه گسترده ۱۷-۲)



شکل ۲۱-۴: ضریب تمرکز تنش برای میله تخت با سوراخ عرضی تحت خمش (مدول صفحه گسترده ۱۸-۲)



شکل ۲۲-۴: کاهش دادن ضریب تمرکز تنش با تراشیدن قطعه.



شکل ۲۳-۴: راکورد (گوشه گرد شده) بیضوی

مواردی که لازم است اثرات تمرکز تنش مورد توجه قرار گیرد

در بعضی شرایط، تمرکز تنش‌های موضعی باعث سیلانهای موضعی در قطعه و تدریجی شدن تغییر شکل هندسی آن می‌شوند. این پدیده باعث از بین رفتن تمرکز تنش می‌گردد. این پدیده موقعی رضایت بخش است که جنس قطعه از مادهٔ داکتیل باشد (ماده ای که قادر است ۵٪ افزایش طول دهد بدون آنکه گسیخته شود). اما موقعی که جنس قطعه از مادهٔ شکننده است تمرکز تنش موضعی ممکن است آن را بشکند. حتی اگر جنس قطعه از مادهٔ داکتیل باشد ممکن است دمای محیط طوری باشد که آنرا به مادهٔ شکننده تبدیل کند. در این حالت نیز باز هم تمرکز تنش باعث شکسته شدن قطعه می‌شود. همچنین، در مواردی که تغییرات تنش سریعتر است و زمان کافی برای پخش مجدد تنش از طریق سیلان موضعی وجود ندارد، تمرکز تنش موضعی باعث شکسته شدن یا تخریب قطعه می‌گردد. در مورد تنش‌های دوره ای (سیکلی) نیز تمرکز تنش موجب گسیخته شدن قطعه می‌شود. بنابراین طراح باید بداند در چه مواردی لازم است تمرکز تنش در نظر گرفته شود. جدول (۴-۵) انواع گوناگون بارگذاری روی انواع مختلف مواد را نشان می‌دهد و ضریب تمرکز تنش به عنوان راهنما در رابطه با کاربرد ضرایب تمرکز تنش به کار می‌رود.

جدول ۴-۵: در مواردی که لازم است تمرکز تنش در نظر گرفته شود

نوع تخریب	ضریب تمرکز تنش	در نظر گرفتن یا صرفنظر کردن	شرایط بارگذاری	نوع ماده
شکندگی سریع	K	در نظر گرفته می‌شود	هیچ	شکندنده
شکستگی سریع	K	در نظر گرفته می‌شود	دما پایین	داکتیل
شکستگی سریع	K	در نظر گرفته می‌شود	کاربرد سریع	داکتیل
تخریب خستگی پیشرونده	K_f	در نظر گرفته می‌شود	دوره ای	داکتیل
بدون توزیع مجدد تنش	1	صرفنظر می‌شود	بارهای ثابت در دمای اتاق	داکتیل

نتیجه می‌گیریم در مواردی که بارگذاری ثابت، دما عادی و ماده قطعه داکتیل است می‌توان از ضریب تمرکز تنش صرف‌نظر کرد. در همه موارد دیگر دخالت دادن ضریب تمرکز تنش ضروری است. در مورد بار دوره‌ای ضریب تمرکز تنش با ضریبی که تنها بر اساس شکل هندسی قطعه تعیین شده است، اندکی تفاوت دارد. اکنون این ضریب خاص را مورد بحث قرار می‌دهیم.

تمرکز تنش برای بارگذاری دوره‌ای (سیکلی)

ضریب تمرکز تنش (K_f) مربوط به بارگذاری دوره‌ای، عملاً برابر یا کوچکتر از ضریب تمرکز تنش هندسی ثابت (K) است و بستگی به حساسیت ماده نسبت به اثرات مرکب بار دوره‌ای و تمرکز تنش دارد. کارآمدترین روش برای تعیین این ضریب برای یک ماده، انجام آزمایشات لازم بر روی آن است. شاخص حساسیت یا حساسیت به ناچ (شیار و سوراخ و امثال آن)، کمیتی است که میزان حساسیت یک ماده مشخص را نسبت به تمرکز تنش و بارگذاری متغیر (خستگی) بیان می‌کند. شاخص حساسیت را به صورت زیر تعریف کرده‌اند

$$q = \frac{K_f - 1}{K - 1} \quad (8)$$

در این معادله K_f ضریب تمرکز تنش خستگی و K ضریب تمرکز تنش شکل است. ضریب تمرکز تنش شکل تنها با در نظر گرفتن شکل هندسی قطعه تعیین می‌شود. q نشانگر شاخص حساسیت است. مقدار q همواره در گستره زیر قرار دارد

$$0 \leq q \leq 1.0 \quad (9)$$

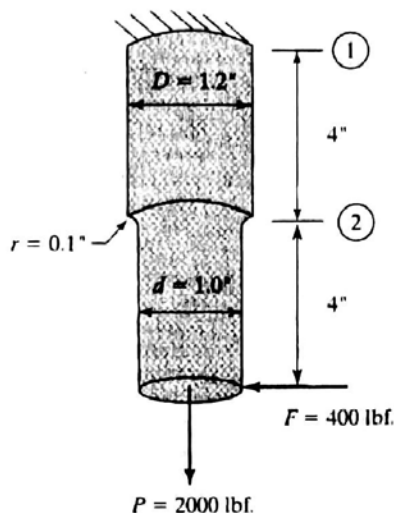
اگر $q=0$ باشد، مقدار $K_f = 1$ می‌شود. اما اگر $q=1$ باشد، مقدار K_f برابر با ضریب تمرکز تنش شکل (K) می‌شود. هرگاه طراح طریقه تعیین مقدار شاخص حساسیت را نداند، می‌تواند تنها از ضریب استاتیک (K) استفاده کند، زیرا خود K به تنهایی یک اندازه محافظه کارانه به دست می‌دهد. در جدول (۴-۶) مقادیر شاخص q برای چند ماده مهندسی متداول ارائه شده است. پیش بررسی رئوس تئوریهای مربوط به تخریب قطعه تحت بارگذاری دوره‌ای، می‌خواهیم نحوه کاربرد مدولهای تمرکز تنش را طی مثالی تمرین کنیم.

جدول ۴-۶: مقادیر معمولی شاخص حساسیت q برای مواد مهندسی متداول

ماده	باز پخته	کشیده شده در $1200^\circ F$	کشیده شده در $900^\circ F$
فولاد 1010	0.07		
فولاد 1020	0.10		
فولاد 1030	0.18	0.35	0.45
فولاد 1050	0.26	0.40	0.50
فولاد 1085		0.45	0.57
فولاد 3140		0.38	
چدن	0 تا 0.05		
مس	0.07		

مثال ۴-۳

فرض کنید قطعه شکل (۴-۲۴) تحت بار محوری 2000 lbf و بار جانبی 400 lbf قرار گرفته باشد. اگر امکان اعمال سریع بار وجود داشته باشد، (الف) همه نقاط بحرانی این قطعه را تعیین کنید. (ب) تنش کل را در هر کدام از نقاط بحرانی به دست آورید.



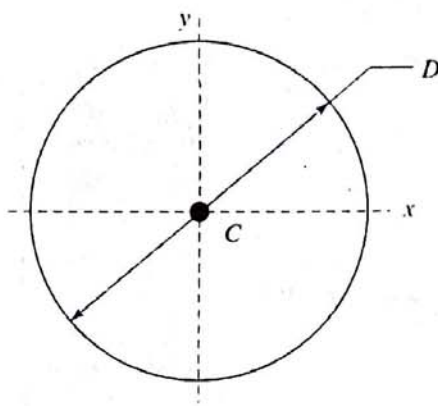
شکل ۴-۲۴: پایه استوانه ای آویزان برای مسئله ۴-۳.

اطلاعات داده شده: خواص هندسی و بارگذاری نشان داده شده در شکل (۴-۲۴).
فرضها: ماده یکنواخت است و تمرکز تنش، تنها در گوشه گرد شده آن اتفاق می افتد.
روش حل: از برهم نهی (سوپرپوزیسیون) تنش ها، خواص مقطعی مدول (۱-۳b)، از ضریب تمرکز تنش حاصل از کاربرد مدولهای (۲-۵) و (۲-۶) و معادلات (۱) و (۱۱) فصل ۱ استفاده می کنیم.
جزئیات حل: در مورد این قطعه، بار محوری باعث تنش کششی یکنواختی می شود که مقدار آن در بخش تحتانی قطعه بزرگتر است، زیرا مساحت مقطع آن در این بخش کوچکتر است. انتظار داریم که مقدار تنش در گوشه گرد شده قطعه، به دلیل تغییر شکل هندسی ناگهانی، بیشتر باشد. بار جانبی باعث گشتاور خمشی در قطعه می شود، و با افزایش فاصله از نقطه اثر بار، مقدار این گشتاور افزایش می یابد. تنش خمشی ناشی از این گشتاور در قطعه هم تنش کششی و هم تنش فشاری ایجاد می کند. مقدار تنش کششی در امتداد لبه بیرونی سمت راست و تنش فشاری در امتداد لبه بیرونی سمت چپ قطعه ماکزیمم است. قدر مطلق این تنشها با هم برابر است. انتظار داریم تنش خمشی در نزدیکی گوشه گرد شده قطعه بیشتر باشد، زیرا در این محل، قطعه تغییر شکل ناگهانی دارد و احتمال اعمال سریع بار نیز وجود دارد. از آنجا که تنشهای خمشی و محوری هر دو در امتداد محور قطعه اثر می کنند، مقادیر آنها در امتداد لبه بیرونی سمت راست قطعه با هم جمع، و در امتداد لبه بیرونی سمت چپ آن از هم کسر می شود. بنابراین، تنش برآیند در امتداد لبه بیرونی سمت راست قطعه بزرگتر است. همچنین نتیجه می گیریم نقاط بحرانی در بخش فوقانی قطعه و در امتداد لبه بیرونی سمت راست و در محل گوشه گرد شده قطعه قرار دارند. این نقاط در شکل (۴-۲۴) به ترتیب با شماره های ۱ و ۲ مشخص شده اند.
 با توجه به نقطه (۱) می توانیم روش حل مسئله را یافته و با استفاده از نرم افزار صفحه گسترده محاسبات را ساده تر کنیم. با کاربرد مدول (۱-۳b) خواص سطح مقطع دایره ای بخش فوقانی قطعه به دست می آید. کل تنش محوری ناشی از بارگذاری در نقطه (۱) به صورت زیر است

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{400 \times 8 \times 0.6}{0.101788} + \frac{2000}{1.131} = 18862 + 1527 = 20389 \text{ psi}$$

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 1-3b Properties of Circular Cross Sections			
			
D =	1.200	in.	Diameter
Area =	1.131	in. ²	$A = \frac{\pi D^2}{4}$
$I_x = I_y =$	0.101788	in. ⁴	$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$
$J_z =$	0.203575	in. ⁴	$J_z = \frac{\pi D^4}{32}$
$K_x = K_y =$	0.3000	in.	$K_x = K_y = \sqrt{\frac{I}{A}}$

حال با توجه به نقطه (۲) می‌توانیم با کاربرد مدوله‌های (۲-۵) و (۲-۶)، تنشهای حاصل از ضرایب تمرکز تنش را پیدا کنیم. همانگونه که از تصاویر زیر آشکار است، بخش بار محوری از مدول (۲-۵) و بخش بار خمشی از مدول (۲-۶) به دست می‌آید.

تنش برابند، از مجموع این دو تنش واقعی به دست می‌آید

$$\sigma_y = 26402 + 4278 = 30680 \text{ psi}$$

اگر چه مقدار گشتاور خمشی در نقطه (۱) بیشتر است، اما تنش کل در نقطه (۲) بسیار بزرگتر است. زیرا در نقطه (۲) سطح مقطع قطعه کوچک است و تمرکز تنش ناشی از گوشه گرد شده نیز وجود دارد.

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-5 Stress Concentration Factor for a Round Bar with Shoulder Fillet in Tension



$$\sigma_{s(nominal)} = \frac{P}{\left[\frac{\pi d^2}{4} \right]}$$

$P =$	2000	lbf	Applied load
$d =$	1.000	in	Smaller diameter
$D =$	1.200	in	Larger diameter
$r =$	0.100	in	Fillet radius
$K_t =$	1.680		Stress concentration factor
$S_{nominal}$	2546	psi	Nominal stress
S_{actual}	4278	psi	Actual stress

Note: The underlying chart for these data requires that $0.02 \leq r/d \leq 0.3$ and $1.01 \leq D/d \leq 2$

۵-۴ طراحی برای بارگذاری دوره ای (سیکلی)

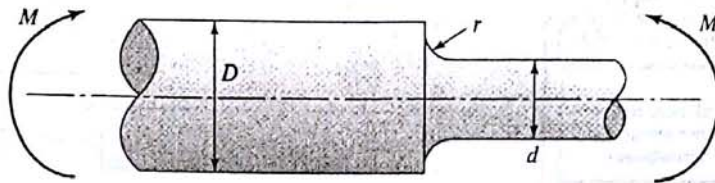
تنشهای مجاز به دست آمده از تقسیم تنشهای نقطه تسلیم یا تنش پارگی مواد بر ضریب اطمینان، تنها در صورت ثابت بودن بار وارد بر قطعه، قابل اعتماد هستند. اما بسیاری از قطعات ماشین تحت بار دوره ای هستند و بار وارد بر آنها ثابت نیست، بلکه به طور پیوسته تغییر می‌کند. در حالت کلی این نوع قطعات، بر اثر بارهای تکراری و تنشهایی تخریب می‌شوند که بسیار کوچکتر از تنش سیلان ماده است.

طی تجربیات طولانی ثابت شده تا زمانی که تنش وارد بر ماده از مقدار معینی موسوم به تنش حد تحمل کمتر است، و اثرات مخرب تنش ظاهر نشده، کار می‌کند. اما اگر تنش وارده اندکی بیشتر از حد تحمل باشد می‌توان انتظار داشت که ماده پس از تکرار تعداد معینی از سیکل تنش تخریب شود. قطعه ای که تحت این تنش کار می‌کند بدون کشامد قابل توجه شکسته می‌شود و شکستگی آن شبیه شکستن اجسام شکننده (ترد) است. گرچه این نوع شکستگی را تخریب خستگی (تخریب بر اثر خستگی) می‌نامند، اما غیر از همسایگی محل شکستن، در هیچ نقطه ای از ماده تغییر ایجاد نمی‌شود. شکستگی ناشی از خستگی به وسیله یک ترک کوچک رخ می‌دهد. این ترک، از محل تمرکز تنش یا از ترک مویی موجود در یک نقطه پر تنش ماده شروع می‌شود. خود ترک به عنوان عامل تمرکز تنش عمل می‌کند و بطور پیوسته و با تکرار سیکل بار رفته رفته بزرگتر می‌شود تا اینکه تخریب قطعه (ماده) فرا می‌رسد. متأسفانه، ترک موقعی قابل مشاهده می‌شود که قطعه ماشین بیش از ۹۰٪ عمر خود را سپری کرده است.

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-6 Stress Concentration Factor for a Round Bar with Shoulder Fillet in Bending



$$\sigma_{s(nominal)} = \frac{M}{\left[\frac{\pi d^3}{32} \right]}$$

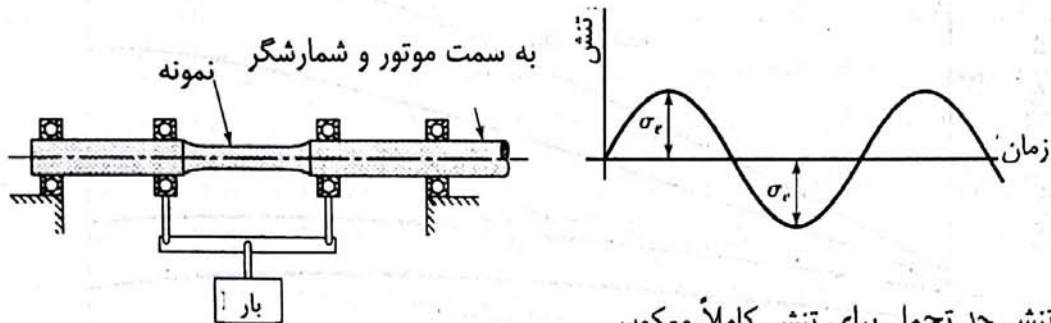
M =	1600	in.lbf	Applied moment
d =	1.000	in	Smaller diameter
D =	1.200	in	Larger diameter
r =	0.100	in	Fillet radius
K _t =	1.62		Stress concentration factor
S _{nominal}	16,297	psi	Nominal stress
S _{actual}	26,402	psi	Actual stress
Note: The underlying chart for this data requires that 0.01 ≤ r/d ≤ 0.3 and 1.01 ≤ D/d ≤ 6			

برای اندازه گیری مقاومت مواد در برابر تخریب ناشی از خستگی، چندین روش آزمایشگاهی ابداع شده است. متداولترین روش، روش تیر چرخان است. در این روش، مطابق شکل (۴-۲۵a)، نمونه را تحت گشتاور خمشی خالص قرار می‌دهند. موقعی که نمونه می‌چرخد، تنش خمشی در آن به طور پیوسته تغییر می‌کند و از ماکزیمم کششی به ماکزیمم فشاری می‌رسد و این سیکل تکرار می‌شود. تغییرات تنش خمشی توسط منحنی شکل (۴-۲۵b) روی محورهای تنش - زمان نشان داده شده است. این نوع تنش را تنش کاملاً معکوس نامیده اند. در بیشتر موارد تنش حد تحمل (σ_e) را اینگونه تعریف کرده اند؛ تنش تحمل (σ_e) ماکزیمم تنش خمشی کاملاً معکوس است که نمونه ای از ماده مورد نظر ده میلیون سیکل بیشتر از آن را پیش از گسیختگی (تخریب) تحمل می‌کند.

آزمایش خستگی را علاوه بر بارگذاری کاملاً معکوس، برای انواع مختلف دیگر بارگذاری انجام داده اند. حتی با قرار دادن ماده تحت تنشهای متغیر (یا نوسانی) و ثابت به طور همزمان، می‌توان تنش های گوناگونی بر آن وارد کرد. ماشینهای تستی ساخته اند که نمونه را تحت تنشهای محوری نوسانی با مقادیر مختلف قرار می‌دهند. معمولاً برای آزمایش ماده فنرها، آنها را تحت تنش برشی ضربانی قرار می‌دهند.

در این نوع تنش، مقدار تنش برشی از صفر شروع به افزایش می‌کند و به مقدار ماکزیمم می‌رسد و سپس به صفر برمی‌گردد و همینطور تکرار می‌شود. تخریب خستگی ناشی از خمش متداولترین نوع تخریب است. تخریب ناشی از پیچش در درجه دوم قرار دارد و تخریب ناشی از بار محوری به ندرت اتفاق می‌افتد. ترک خستگی، پس

از شروع عموماً در امتداد قائم بر تنش کششی گسترش می‌یابد. تخریب خستگی معمولاً بین کریستالهای ماده شروع می‌شود. تخریب خستگی بدون سیلان با آشفته‌گی مشهود به صورت شکستگی یا جدا شدن قسمتهای قطعه از یکدیگر اتفاق می‌افتد.



(a) ماشینی که در آن گشتاور خمشی یکنواخت بر نمونه وارد می‌شود

(b) حد تنش حد تحمل برای تنش کاملاً معکوس با عملکرد مداوم

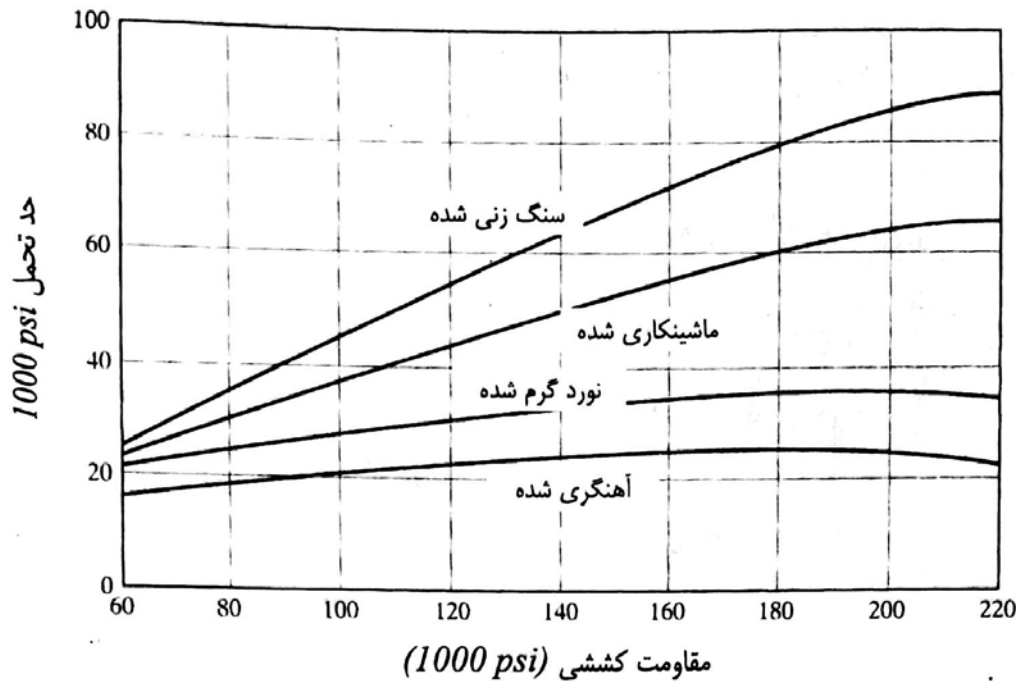
شکل ۲۵-۴: شماتیک ماشین آزمایش خستگی نوع تیر چرخان

عوامل مؤثر در مقاومت خستگی

مقدار حد تحمل (σ_e) بستگی به شرایط سطح نمونه مورد آزمایش دارد. در مورد فولادهای چکش خوار اگر سطح آنها سنگ زنی یا پرداختکاری شده باشد، مقدار تنش حد تحمل (σ_e) تقریباً نصف حد پارگی (انقطاع) آنهاست. برای سطوح اندکی خشن تر، مانند سطوح ماشینکاری شده، حد تحمل ممکن است ۳۵ تا ۴۰ درصد مقاومت نهایی باشد. سطوح زنگ زده حاصل از نورد گرم و آهن‌گری نیز باعث کاهش حد تحمل مواد می‌شود. خوردگی ناشی از اثر آب و اسیدها به مقدار زیادی از حد تحمل ماده می‌کاهد. حفره‌های کوچکی که در سطح ماده تشکیل می‌شوند به صورت عوامل تنش افزا عمل می‌کنند. چگونگی اثر شرایط سطح در مقدار حد تحمل، برای فولادهایی با مقاومتهای کششی گوناگون در شکل (۲۶-۴) نشان داده شده است. در دماهای بالای دمای اتاق، مقدار حد تحمل کاهش می‌یابد. فولاد آلیاژی چکش خوار و فولاد کربن چکش خوار، بارهای خستگی را بهتر تحمل می‌کنند. حد تحمل فولادهای ریخته و چدن در حدود ۴۰ درصد حد پارگی آنهاست. مسلماً هیچ رابطه‌ای میان حد تحمل و نقطه سیلان، مقاومت ضربه‌ای یا داکتیلیته وجود ندارد. آزمایشات نشان می‌دهند حد تحمل برای پیچش معکوس در حدود ۵۶٪ خمش معکوس است.

ترکهای ناشی از خستگی نه تنها در نقاط با تغییر شکل ناگهانی شروع می‌شوند، بلکه غالب این ترکها از خراشهای بسیار کوچک مانند علائم سوهان و ابزار، خراشهای اتفاقی، خراشهای سنگ زنی، ترکهای ناشی از آبکاری و جای استامپ شماره زنی در روی قطعه کار ناشی می‌شوند و تا مرز گسیختگی پیشروی می‌کنند. هرگاه این نقاط در قسمتی از قطعه باشند که تحت تنش کششی قرار دارد، طراح باید با دقت تمام، احتمال گسیختگی را در آن به حداقل برساند.

از آنجا که ترکهای خستگی از تنش‌های کششی ناشی می‌شوند، وجود تنشهای کششی محبوس در سطح قطعات خطر بروز خستگی را افزایش می‌دهد. این تنشهای محبوس ممکن است بر اثر انجام کار سرد بر روی قطعه ایجاد شوند. یادآور می‌شویم که در بعضی موارد این تنشهای محبوس را آزاد می‌کنند. غالباً در سطح قطعاتی که به روش سنگ زنی پرداخت شده‌اند، یک لایه نازک تحت تنش کششی زیاد بوجود می‌آید. پس از اعمال بار، تنش محبوس با تنش ناشی از بار جمع می‌شود و تنش برآیند بزرگی ایجاد می‌کند. این تنش برآیند ممکن است باعث شروع ترک خستگی در قطعه ماشین گردد.



شکل ۲۶-۴: رابطه بین حد تحمل و استحکام کششی برای نمونه فاقد شیار یا شکاف تحت خمش معکوس.

هر تنش کششی محبوس در سطح قطعه را باید آزاد کرد، اما بهتر است این تنشها را به تنشهای فشاری محبوس در لایه ای از سطح قطعه تبدیل کنیم. برای ایجاد یک لایه پیش تنیده با تنش فشاری محبوس در سطح قطعه می‌توان از روشهای ساچمه زنی، چکش کاری، کار سرد یا نورد سرد بین غلتک های فولادی سخت استفاده کرد. هرگاه سطح قطعه دارای تنش فشاری محبوس باشد، مقدار تنش برآیند در موقع کار کم خواهد بود. چنین قطعاتی می‌توانند بار زیادتری را تحمل کنند، به گونه ای که در بعضی از قسمتهای آنها ممکن است تنش کششی اعمال شده بیشتر از تنش حد سیلان قطعه باشد بدون اینکه آسیبی به قطعه برسد. هر گونه کار سرد بر روی اجزاء ماشین باید تحت شرایط کنترل شده انجام بگیرد. از روش ماسه زنی نباید استفاده شود، زیرا باعث ایجاد خراشهایی در سطح قطعه می‌شود و این خراشها موجب افزایش تنش در قطعه می‌شوند. قطعاتی که کربن یا نیتروژن داده شده اند، سطحشان دارای تنش فشاری محبوس است، و این تنش، مقاومت آنها را در برابر خستگی افزایش می‌دهد. همانگونه که قبلاً گفتیم، عملیات سنگ زنی باعث حبس شدن تنشهای کششی در سطح قطعات می‌شود. در فصل ۲ نیز پیرامون تنشهای محبوس در سطح قطعات بحث خواهد شد.

در بعضی موارد لایه ضعیفی در سطح قطعه وجود دارد که با از دست دادن کربن ایجاد می‌شود. در این لایه، مقدار حد تحمل (σ_e) قطعه کم است. این شرایط، به ویژه در فرسایش (فترها) مضر است. تنشهای محبوس نیز می‌توانند باعث کاهش مقاومت قطعه شوند. برای مثال، تنشهای محبوس ناشی از انطباقات پرس و انقباضی باعث کاهش مقاومت قطعه می‌شوند. جازنی پرس یا تاقانهای ضد اصطکاک در قطعات، باعث کاهش مقاومت خستگی آنها می‌شود. سطوح خشن ناشی از جوشکاری یا حفره های داخلی نیز موجب تمرکز تنش می‌شوند. لایه ای که با گالوانیزه کاری گرم قطعه در سطح آن تشکیل می‌شود، مقاومت خستگی آن را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد. کروم پوشانی گرم نیز همین نتیجه را دارد. اما آبکاری برقی قطعه با روی بدون ضرر است. بسیاری از مواد غیر آهنی حد تحمل مشخصی ندارند. حد تحمل یک ماده عبارت از حد تحمل نمونه ای صاف و ساده (بدون شیار و سوراخ و غیره) از آن است. آزمایشات خستگی نشان می‌دهند که چقدر از مقاومت بالقوه قطعات قربانی انواع ناچ (سوراخ، شیار و شکاف و غیره) می‌شود.

اگر غیر ممکن نباشد، بسیار مشکل است یک نمونه ناچ دار طوری طراحی کنیم که مقاومت خستگی آن برابر با مقاومت خستگی یک قطعه ماشین با شکل معین باشد. مسلماً چنین مقادیر خستگی، تنها با انجام آزمایش بر روی قطعه ماشین واقعی تعیین می‌شوند. اما نتایج به دست آمده از انجام آزمایش بر روی نمونه های ناچ دار راهنمای خوبی برای انتخاب فولاد مناسب هستند، حتی این نتایج بهتر از نتایج حاصل از آزمایشات خستگی بر روی نمونه های ساده هستند. بنابراین، برای انتخاب فولاد مناسب بهتر است نمونه ناچ داری از آن را تحت آزمایش قرار دهیم. اگر در طراحی قطعات ماشین به موضوع تمرکز تنش دقت کافی داشته باشیم، می‌بینیم تخریب آنها غالباً از بارهای سنگین اتفاقی و یا کاربرد نادرست ماشین ناشی می‌شود و این موضوع برای طراح قابل پیش بینی نیست. بنابراین یکی از خواص مطلوب برای مواد مهندسی، قابلیت تحمل بارهای سنگین است. در بعضی موارد، مقاومت خستگی موادی با حد تحمل پایین در برابر بارهای سنگین بیشتر از مواد پراستحکام حرارت کاری شده است. توانایی مقاومت ماده در برابر گسترش ترک ایجاد شده نیز از خواص مطلوب آن به شمار می‌آید.

طی آزمایشات فراوان معلوم شده که فولادهای کشته نسبت به فولادهای ناآرام، نسبت به گسترش ترک مقاومت بیشتری دارند. گاز اکسیژن فولادهای کشته، پیش از ریختن در قالب، در کوره‌ها بوتۀ ریخته‌گری گرفته می‌شود. اما فولادهای ناآرام گاز زدایی می‌شوند.

عمر یک قطعه علاوه بر خستگی، توسط عوامل دیگری از قبیل سایش، رنگ زنی و دماهای بالا کاهش پیدا می‌کند. برای مثال، اگر قسمتی از یک ماشین تحت سایش باشد، عمر آن محدود خواهد بود. بنابراین، از نظر اقتصادی درست نیست که بقیۀ قسمتهای این ماشین را برای عمر خستگی نامحدود طراحی کنیم. در بعضی موارد اعمال تنش های خستگی بالاتر در حین کار، به اندازه ای که عمر همه قطعات ماشین تقریباً همزمان پایان یابد قابل توجه است. برای چنین طراحی های دقیق نیاز به اطلاعات دقیق حاصل از منحنی $S-N$ مواد داریم و همچنین انجام آزمایشات گسترده بر روی قطعات تمام شده ضروری است. بلبرینگها و در بعضی موارد، قطعات موتور اتومبیل را بر اساس یک عمر محدود طراحی می‌کنند.

تخریب ناشی از تنشهای نوسانی بالا را که قادرند قطعه را طی چند هزار سیکل (سیکل اعمال تنش) یا کمتر از آن تخریب کنند، تخریب سیکل پایین می‌نامند. این تخریب ممکن است شامل سیلان مومسان ماده در نواحی موضعی باشد. بررسی این تئوری از حوصلۀ کتاب حاضر خارج است.

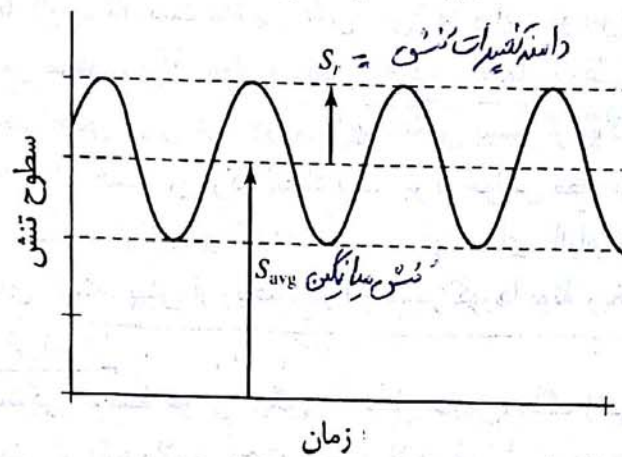
طراحی برای تنش خستگی

کلی ترین حالت بارگذاری ایجاد کننده خستگی محوری در شکل (۲۷-۴) نشان داده شده است. در این شکل S_{ave} تنش میانگین و S_r دامنه تغییرات تنش است و برابر با دامنه منحنی تنش سینوسی است. با انجام آزمایشات فراوان به ازای مقادیر گوناگون تنش میانگین و دامنه تنش متغیر، می‌توانیم مطابق شکل (۲۸-۴) منحنی دو بعدی تنش میانگین - دامنه تنش را رسم کنیم. در این منحنی محور (نشانگر تنش میانگین و محور (نشانگر دامنه تغییرات تنش است. در این منحنی اگر مقدار دامنه تغییرات تنش صفر و تنش میانگین ناصفر باشد، منحنی تنش همانند منحنی تنش ناشی از بار ثابت (استاتیک) خواهد بود.

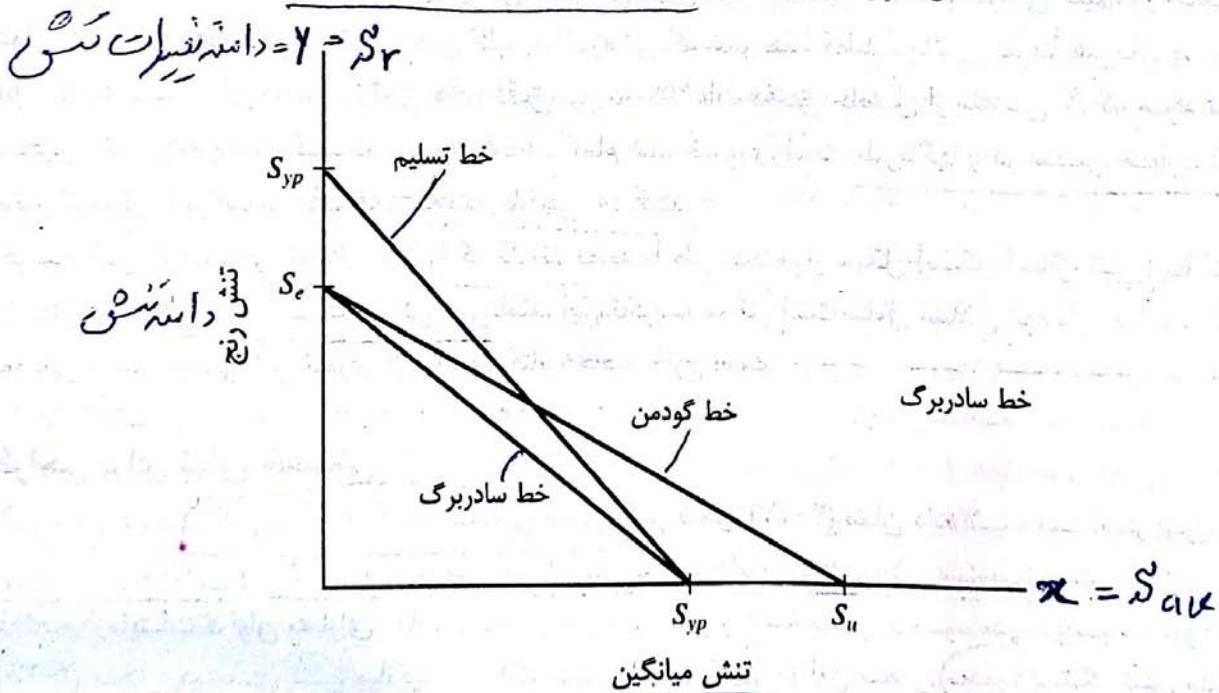
در این حالت انتظار داریم که مواد داکتیل در تنش حد تسلیم و مواد شکننده در تنش حد پارگی تخریب شوند. اگر تنش میانگین صفر و دامنه تغییرات تنش ناصفر باشد، بارگذاری از نوع دوره ای خالص خواهد بود و انتظار داریم که قطعه در حد تحمل تخریب شود. از حد تحمل واقع در امتداد محور قائم به تنش نقطۀ تسلیم واقع بر روی محور افقی، خط می‌کشیم، انتظار داریم همه شرایط در سمت چپ این خط برای قطعه مورد نظر مطمئن باشد. برعکس اما شرایط سمت راست این خط برای قطعه مورد نظر ممکن است مطمئن نباشد. بدین ترتیب روشی پیدا می‌شود که ناحیه مورد نظر را به دو بخش تقسیم می‌کند که بخشی از آن مطمئن و بخش دیگر نامطمئن است.

این خط را خط سادربرگ می‌نامند. سادربرگ نام شخصی است که اولین بار کاربرد این خط را پیشنهاد کرد. در عمل، این خط را به واسطه یک ضریب اطمینان و ضریب تمرکز تنش خستگی مربوط به حد خستگی در روی محور قائم و ضریب اطمینان مربوط به نقطه تسلیم در روی محور افقی تعدیل می‌کنند. معادله طراحی زیر نتیجه می‌شود

$$S_{ave} + S_r K_f \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \right) \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}} \quad (10)$$



شکل ۲۷-۴: حالت کلی بارگذاری برای خستگی تک محوری



شکل ۲۸-۴: معادلات تخریب برای خستگی.

این معادله طراحی را می‌توان به واسطه مدول شماره (۱۹-۲) نرم افزار صفحه گسترده به کار گرفت. این معادله ویژه، کمی محافظه کارانه و کاربرد آن آسان است. روش دیگر برای پیش بینی تخریب قطعه این است که خطی از محور قائم به تنش حد پارگی (به عوض تنش نقطه تسلیم) در روی محور افقی رسم می‌کنیم. این خط بنام خط گودمن معروف است. گودمن نام شخصی است که برای اولین بار کاربرد این خط را پیشنهاد نمود. نتایج این خط، تا رسیدن تنش میانگین به نزدیکی تنش نقطه تسلیم رضایت بخش است. موقع پیش آمدن این ناحیه، لازم است خط گودمن را بواسطه یک خط اضافی کشیده شده میان تنش نقطه تسلیم روی محور قائم و تنش نقطه

مر

$$\frac{\sigma_{av}}{\sigma_{ult}} + \frac{K_{or}}{\sigma_e} = \frac{1}{F_s} \quad \text{معادله گودمن}$$

تسلیم روی محور افقی، تعدیل کنیم. این خط که در شکل (۴-۲۸) به عنوان "خط تسلیم" مشخص شده، اساس تئوری تخریب گودمن اصلاح شده را تشکیل می‌دهد. با کاربرد ضریب اطمینان مناسب و ضریب تمرکز تنش خستگی در مورد این خط‌ها، دو نامعادله طراحی به دست می‌آید. طراح با استفاده از این نامعادلات می‌تواند طرح مطمئن (بدون خطر تخریب) را پیش‌بینی کند. بدین ترتیب، معادلات طراحی زیر نتیجه می‌شوند که هر دو باید در مورد طرح مطمئن برقرار باشند.

معادله سادربرگ

$$S_{avg} + S_r K_f \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \leq \frac{S_u}{N_{fs}} \quad (11a)$$

9

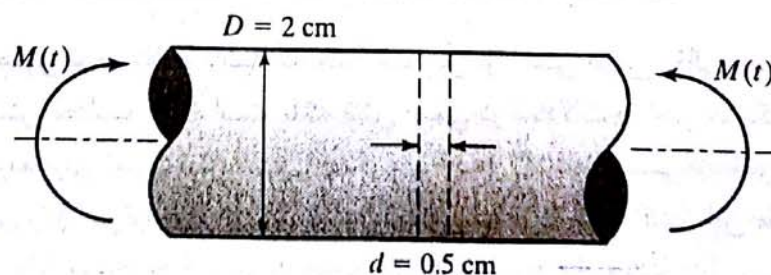
$$\frac{S_{av}}{\sigma_{yp}} + \frac{K_{or}}{\sigma_e} = \frac{1}{F_s}$$

$$S_{avg} + S_r K_f \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}} \quad (11b)$$

یادآور می‌شویم که معادله اول معادله خط سادربرگ است، البته با این تفاوت که تنش نقطه تسلیم با تنش حد پارگی جایگزین شده است. معادله دوم معادله خط سادربرگ است، با این تفاوت که حد تحمل با تنش نقطه تسلیم جایگزین شده است. این دو معادله را می‌توان با استفاده از مدول (۲۰-۲) نرم افزار صفحه گسترده به کار گرفت. کاربرد خطوط اصلاح شده گودمن کمی مشکل است، زیرا لازم است دو نامعادله بررسی شود نه یک معادله، اما در عوض، این فرمول نسبت به فرمول سادربرگ کمتر محافظه کارانه است. اکنون طی یک مثال، کاربرد معادلات خستگی را تمرین می‌کنیم.

مثال ۴-۴

یک عضو توپر استوانه‌ای مطابق شکل (۴-۲۹) دارای یک سوراخ عرضی است. این عضو تحت گشتاور خمشی قرار گرفته است. مقدار این گشتاور از ماکزیمم 75 Nm تا مینیمم 25 Nm تغییر می‌کند. این قطعه از ماده‌ای به مشخصات $\sigma_e = 271 \text{ MPa}$; $\sigma_{yp} = 455 \text{ MPa}$; $\sigma_{ult} = 538 \text{ MPa}$ ساخته شده است. اگر شاخص حساسیت برابر با $q = 0.1$ و $N_{fs} = 2.0$ باشد، با استفاده از معادلات طراحی گودمن، مطمئن بودن این طرح را مشخص کنید.



شکل ۴-۲۹: عضو مربوط به مثال ۴-۴

اطلاعات داده شده: خواص هندسی و نوع بارگذاری ارائه شده در شکل (۴-۲۹)؛ خواص ماده؛ ضریب اطمینان؛ جزئیات بار دوره‌ای توصیف شده در صورت مسئله

فرضها: قطعه تحت بار خستگی قرار دارد. و نقطه بحرانی برای تخریب در نزدیکی سوراخ عرضی واقع است، زیرا تمرکز تنش در این محل اتفاق می‌افتد.

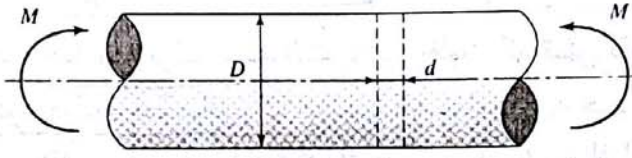
روش حل: از معادله (۸) و مدوله‌های (۲-۱۱) و (۲-۲۰) استفاده می‌کنیم.

جزئیات حل: در مورد بارگذاری این مسئله، دامنه گشتاور خمشی برابر با 25 Nm و گشتاور خمشی میانگین برابر با 50 Nm است. با قرار دادن این مقادیر در مدول (۲-۱۱) دامنه تنش اسمی و تنش میانگین اسمی به دست می‌آید. این مدول به صورت زیر است

Module 2-11
Stress Concentration Factor for a Shaft with a Transverse Hole Loaded in Bending

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.



$$\sigma_{\text{nominal}} = \frac{M}{\left[\frac{\pi D^3}{32} - \frac{dD^2}{6} \right]}$$

$M =$	50	Nm	Applied moment
$d =$	0.005	m	Hole diameter
$D =$	0.02	m	Cylinder diameter
$K_t =$	1.96		Stress concentration factor
S_{nominal}	110603609	Pa	Nominal stress
		Pa	
Note: The underlying chart for this data requires that			
$0 \leq d/D \leq 0.3$			

موقعی استفاده از این مدول توجه داشته باشید که حتماً خط پس از "تنش اسمی" خالی باشد. زیرا تنش واقعی بر اساس ضریب تمرکز تنش محاسبه نشده است. بلکه تنش اسمی در معادلات طراحی خستگی به کار رفته است. گرچه این صفحه گسترده برای تعیین تنش اسمی میانگین بر اساس گشتاور خمشی میانگین به کار رفته است، اما با کاربرد گشتاور خمشی رنج می‌توانیم از آن برای تعیین تنش رنج نیز استفاده کنیم. این مقدار (55.3 MPa) با قرار دادن 25 Nm در خانه مربوط به گشتاور به دست می‌آید. با استفاده از معادله (۸) می‌توان ضریب تمرکز تنش را به ضریب تمرکز تنش خستگی تبدیل کرد

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 0.1(1.96 - 1) + 1 = 1.09625$$

با در دست داشتن این اطلاعات می‌توان مدول (۲-۲۰) را به کار گرفت. با کاربرد این مدول می‌توان معادلات گودمن برای طراحی بر اساس خستگی را بررسی کرد. از آنجا که هر دوی این معادلات (معادلات گودمن بر اساس خستگی) برقرار است نتیجه می‌گیریم این طرح برقرار است.

یکی از مزایای روش صفحه گسترده این است که می‌توان با قرار دادن داده‌های مختلف، نتایج به‌طور سریع به دست می‌آیند. برای مثال، با قرار دادن ضریب اطمینان 2.5، بلافاصله معلوم می‌شود که این قطعه تخریب می‌شود. با اینکه این روش حل آزمایشی با استفاده از یک ماشین حساب معمولی نیز ممکن است، اما برخلاف روش صفحه گسترده، بسیار زمانگیر است.

Module 2-20
Goodman Equations for Fatigue Failure

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

$$S_{avg} + S_r K_f \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \leq \frac{S_u}{N_{fs}}$$

$$S_{avg} + S_r K_f \leq \frac{S_{yp}}{N_{fs}}$$

Input the range stress and the average stress and their units:			
$S_r =$	55	MPa	(Range Stress)
$S_{avg} =$	111	MPa	(Average Stress)
$K_f =$	1.09625		(Fatigue Stress Concentration Factor)

Input the Material Properties and the Factor of Safety:			
$S_{yp} =$	455	MPa	(Yield Point Stress)
$S_u =$	538	MPa	(Ultimate Strength)
$S_e =$	271	MPa	(Endurance Limit)
$N_{fs} =$	2.00		(Factor of Safety)

Results from the first equation:			
Left-hand side =	231.0	MPa	
Right-side =	269.0	MPa	
Status =	Safe		

Results from the second equation:			
Left-hand side =	171.2	MPa	
Right-side =	227.5	MPa	
Status =	Safe		

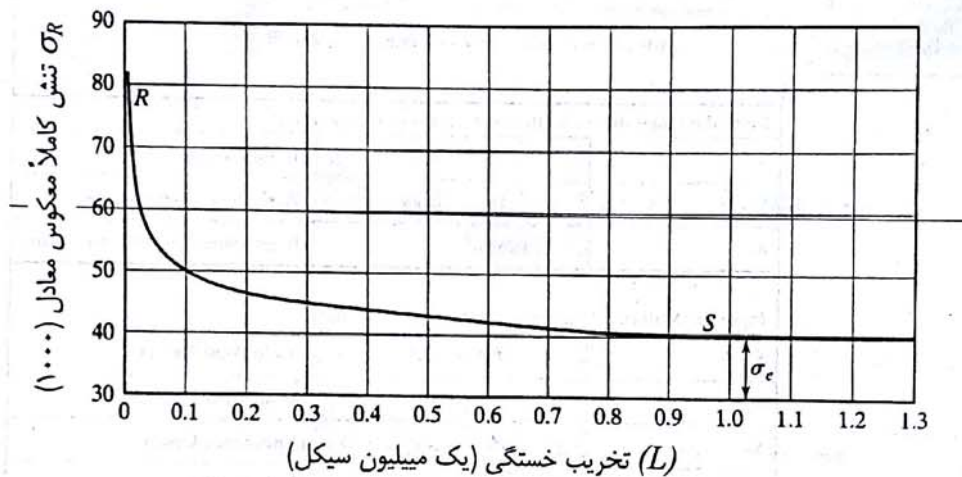
طراحی برای عمر محدود

تا اینجا فرض بر این بود که قطعه مورد طراحی دارای عمر نامحدود است، و معادلات طراحی را بر این اساس به دست آوردیم. معادلات به دست آمده بر اساس این فرض، مبتنی بر اندازه‌گیری حد تحمل هستند. منحنی حد تحمل در شکل (۳۰-۴) نشان داده شده است. همانگونه که در شکل می‌بینیم این منحنی به صورت یک منحنی مجانب است. این منحنی به نام منحنی S-N معروف است. زیرا در این منحنی، تنش S صورت تابعی از تعداد سیکل بار (N) تا لحظه تخریب ارائه شده است. اما وضعیت‌هایی وجود دارد که در آن طول عمر قطعه فقط چند سیکل محدود با نقطه تقاطع مجانب با خط σ_e فاصله دارد. برای مثال، راکت کمکی فضاپیما فقط چند دقیقه کار می‌کند سپس دور انداخته می‌شود. در چنین شرایطی قرار دادن وسیله تحت تنش‌هایی بالاتر از تنش حد تحمل برای این عمر کوتاه، معقول به نظر می‌آید. اگر الگوی تنش طوری باشد که در آن تنش میانگین صفر باشد،

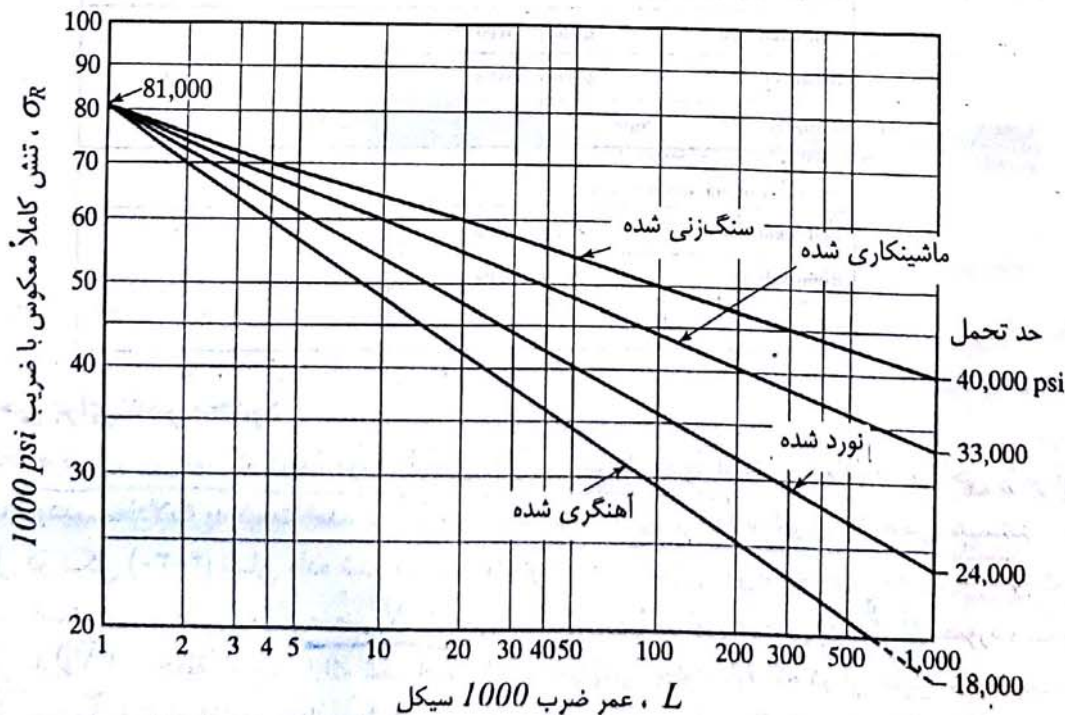
منحنی حد تحمل (شکل ۳۰-۴) در طراحی قطعه مورد نظر نقش اساسی خواهد داشت. آقای باسکوپین پیشنهاد کرد منحنی $S-N$ برای بسیاری از مواد به صورت دو خط راست در روی یک کاغذ لگاریتمی رسم شود. این خطوط در شکل (۳۱-۴) ارائه شده است. خط اول میان نقطه $0.9\sigma_{ult}$ در $N=1000$ سیکل و نقطه σ_e در $N=10^6$ سیکل قرار دارد. خط دوم یک خط افقی با مقدار σ_e است. شکل ریاضی یک خط راست در کاغذ لگاریتمی به صورت زیر است

$$\sigma_r = AN^B \quad (12)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_r}{A} \right)^{\frac{1}{B}} \quad (13)$$



شکل ۳۰-۴: منحنی متداول برای تخریب خستگی



شکل ۳۱-۴: منحنی‌های خستگی: نمونه‌های فولادی، خمش معکوس، $\sigma_{ult} 90000 \text{ psi}$
رابطه بین تنش کاملاً معکوس معادل σ_R و عمر خستگی N

با استفاده از دو نقطه نظیر تنش حد پارگی و تنش حد تحمل در روی خط یاد شده می‌توان مقادیر A و B را به دست آورد. این مقادیر عبارتند از

$$B = \frac{\log(\sigma_e) - \log(0.9\sigma_u)}{3} \quad (14)$$

$$A = \frac{\sigma_e}{10^{(6B)}} \quad (15)$$

پس از تعیین این مقادیر، می‌توان از این خط به عنوان وسیله ای برای پیش بینی تخریب قطعه به ازای عمر محدود آن تحت بارهای سیکلی کاملاً معکوس استفاده کرد. بنابراین، اگر تعداد سیکل بارهای وارد بر قطعه را بدانیم، از فرمول بالا می‌توانیم حد تنش آن را مشخص کنیم. برعکس، اگر حد تنش وارد بر قطعه را بدانیم، با استفاده از فرمول بالا می‌توانیم تعداد سیکل باری را که قطعه مورد نظر می‌تواند پیش از تخریب تحمل کند پیش بینی کنیم.

مثال ۵-۴

فرض کنید ماده ای به مشخصات $\sigma_u = 90000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 40000 \text{ psi}$ تحت تنش کاملاً معکوس $\sigma_r = 45000 \text{ psi}$ قرار گرفته باشد. با استفاده از معادله باسکوین، تعداد سیکل‌های بار را که این ماده پیش از تخریب می‌تواند تحمل کند به دست آورید.

اطلاعات داده شده: مقادیر مقاومت حد پارگی و تنش حد تحمل و مقدار تنش بین این دو مقدار. **فرضیه:** ماده مورد نظر دارای منحنی $S-N$ است که می‌تواند تقریباً به صورت یک خط راست روی کاغذ لگاریتمی رسم شود.

روش حل: با استفاده از مدول $(2-21)$ ، تقریب باسکوین را به کار می‌گیریم. **جزئیات حل:** با استفاده از مدول $(2-21)$ می‌توان تقریب باسکوین را به کار گرفت.

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-21

Basquin's approximation to the S-N Curve

Inputs

$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_e =$	40,000	psi	Endurance limit
$\sigma_r =$	45,000	psi	Completely reversed stress

Find Basquin's coefficients:

$B =$	-0.10214
$A =$	164,025

$$B = \frac{\log(\sigma_e) - \log(0.9\sigma_u)}{3}$$

$$A = \frac{\sigma_e}{10^{(6B)}}$$

Applying Basquin's equation:

$$N = \left(\frac{\sigma_r}{A} \right)^{\frac{1}{B}}$$

$N =$	315,646	cycles	predicted cycles at σ_r
-------	---------	--------	--------------------------------

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

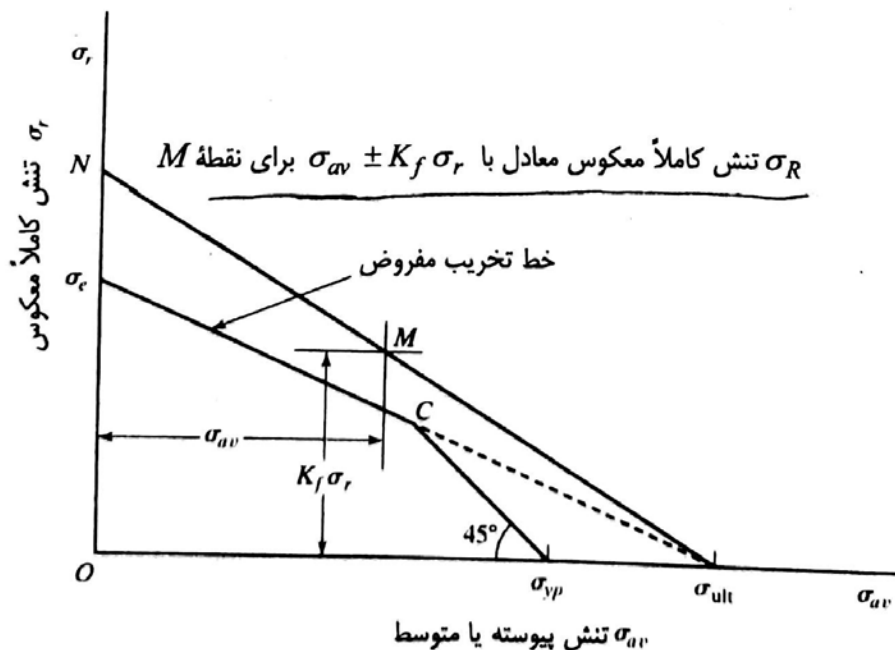
اگرچه ماده مورد نظر پس از ۳۱۵۶۴۶ سیکل بار تخریب می‌شود، اما بهتر است با استفاده از یک ضریب اطمینان، تعداد سیکل بار مجاز را کوچکتر کنیم و بدین ترتیب با تخریب قطعه فاصله قابل توجهی داشته باشیم. مشکل دیگر این است که ممکن است قطعه مورد نظر از ماده دست اول ساخته نشده باشد. در این شرایط، طراح نمی‌تواند معیوب بودن قطعه را پیش از اعمال بار مورد نظر تعیین کند. منظور کردن آسیب‌های قبلی موجود در قطعه، موضوعی است که بعداً به آن خواهیم پرداخت. پیش از این موضوع، لازم است بدانیم که اگر بارگذاری قطعه در عمر محدود آن از نوع تنش خالص کاملاً معکوس نباشد چه اتفاقی می‌افتد.

طراحی برای عمر محدود با بارگذاری مرکب

برای استفاده از معادله باسکوین جهت پیش‌بینی عمر محدود قطعه، لازم است یک تنش کاملاً معکوس طوری تعیین کنید که با اثرات مرکب بار ثابت بعلاوه تنش سیکلی معادل باشد. برای انجام این کار، از خط تخریب گودمن استفاده می‌کنیم. همانگونه که در شکل (۳۲-۴) نشان داده شده نقطه M در سمت راست خط گودمن نشانگر نقطه‌ای است که در آن قطعه مورد نظر پس از تعداد محدودی از سیکل بار، تخریب می‌شود. تنش خالص معکوس σ_R که در حالت کلی معادل با تنش مرکب متشکل از تنش میانگین و دامنه تنش متغیر است در نظر گرفته می‌شود. با امتداد دادن خطی از تنش σ_u و گذراندن آن از نقطه M و قطع دادن این خط با خط قائم، اندازه تنش σ_R به دست می‌آید. این تنش به زبان ریاضی به صورت زیر بیان می‌شود

$$\sigma_R = \frac{K_f \sigma_r \sigma_{ult}}{\sigma_{ult} - \sigma_{avg}} \quad (16)$$

در مسائل مربوط به رنج عمر محدود، می‌توان تنشهای σ_{ave} و $K_f \sigma_r$ را به σ_R تبدیل کرد و در حل مسئله به کار برد.



شکل ۳۲-۴: روش تعیین تنش کاملاً معکوس معادل σ_R برای بارگذاری مربوط به رنج عمر محدود

معادله مینر

یک قطعه ماشین ممکن است بخشی از عمر خود را تحت یک تنش و بخش دیگری از عمر خود را تحت تنش دیگر و همینطور تحت تنش‌های گوناگون کار کند. هر ترکیب σ_{ave} و σ_r را می‌توان به ترتیب به تنش - کاملاً معکوس آنها $(\sigma_{R1}, \sigma_{R2}, \sigma_{R3}, \dots)$ تبدیل نمود. فرض کنید عمر قطعه تحت تنش σ_{R1} (در صورتی که بار دیگری وارد نشده باشد) برابر با N_1 باشد و این قطعه به تعداد n_1 سیکل تحت این تنش کار کرده باشد. بنابراین، تنش σ_{R1} به اندازه n_1 / N_1 از عمر قطعه را مصرف می‌کند. همین طور فرض کنید عمر خستگی قطعه تحت تنش σ_{R2} برابر با N_2 باشد و این قطعه n_2 سیکل از این تنش را تحمل کند. بدین ترتیب، تنش σ_{R2} به اندازه n_2 / N_2 از عمر قطعه را مصرف می‌کند. برای هر قسمت از سیکل تنش، عبارتی نظیر این را می‌توان نوشت. مجموع این نسبت‌ها برابر با واحد خواهد بود

$$n_1 + n_2 + \dots = 1$$

$$\boxed{\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = 1} \quad (17)$$

این تئوری به نام معادله مینر معروف است. اگر بدانیم که یک قطعه قبلاً چقدر کار کرده است، می‌توانیم با استفاده از معادله مینر باقیمانده عمر آن را تحت تنش معین حساب کنیم.

مثال ۴-۶

فرض کنید یک قطعه از ماده ای به مشخصات $\sigma_u = 90000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 40000 \text{ psi}$ ساخته شده و تحت بار سیکلی با $K_f = 1.5$ قرار گرفته باشد. مشخصات بار سیکلی به صورت است 320000 سیکل تحت تنشهای $\sigma_{ave} = 45000 \text{ psi}$ و $\sigma_r = 13641 \text{ psi}$ ، 18600 سیکل تحت تنشهای $\sigma_{ave} = 35000 \text{ psi}$ و $\sigma_r = 20787 \text{ psi}$. این قطعه در بقیه عمر خود چند سیکل می‌تواند تحت تنشهای $\sigma_{ave} = 48000 \text{ psi}$ و $\sigma_r = 15000 \text{ psi}$ را تحمل کند؟

اطلاعات داده شده: تنش و سیکلهای مربوط به دو نقطه روی منحنی $S-N$ و اطلاعات مربوط به نقطه ای واقع در بین این نقاط داده شده است.

فرضها: ماده مورد نظر دارای یک منحنی $S-N$ است که می‌تواند تقریباً به صورت یک خط راست در روی کاغذ لگاریتمی رسم شود. همچنین، اثر مرکب تنشهای ثابت و سیکلی می‌تواند به یک تنش کاملاً معکوس معادل آن تبدیل شود.

روش حل: با استفاده از معادله (۱۶)، تنش معادل را حساب می‌کنیم. همچنین، با استفاده از معادلات (۱۲) و (۱۳)، می‌توانیم تقریب باسکوپین منحنی $S-N$ را به کار بگیریم.

جزئیات حل: برای یافتن پاسخ این مسئله، لازم است شرایط تنش را به تنشهای کاملاً معکوس σ_{Ri} تبدیل کنیم و تعداد سیکلهای N_i را که بیانگر کل عمر قطعه تحت این تنشها است به دست آوریم. برای انجام این کار، از مدول صفحه گسترده شماره (۲۲-۲) استفاده می‌کنیم. برای اولین حالت تنش داریم

Click here for
instructions on how
to use this spreadsheet.

Click here to learn
more about this
spreadsheet.

Module 2-22 Equivalent Stress Computation for Basquin's Approximation of Finite Fatigue Life			
Input values:			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_{avg} =$	45,000	psi	Average stress
$\sigma_r =$	13,641	psi	Range stress
$K_f =$	1.5		Fatigue Stress Conc. Factor
$\sigma_R = \frac{K_f \sigma_r \sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{avg}}$			
Output:			
$\sigma_R =$	40,923	psi	Equivalent stress

برای دومین حالت تنش داریم

Click here for
instructions on how
to use this spreadsheet.

Click here to learn
more about this
spreadsheet.

Module 2-22 Equivalent Stress Computation for Basquin's Approximation of Finite Fatigue Life			
Input values:			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_{avg} =$	35,000	psi	Average stress
$\sigma_r =$	20,787	psi	Range stress
$K_f =$	1.5		Fatigue Stress Conc. Factor
$\sigma_R = \frac{K_f \sigma_r \sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{avg}}$			
Output:			
$\sigma_R =$	51,023	psi	Equivalent stress

برای سومین حالت تنش داریم

Click here for
instructions on how
to use this spreadsheet.

Click here to learn
more about this
spreadsheet.

Module 2-22			
Equivalent Stress Computation for Basquin's Approximation of Finite Fatigue Life			
Input values:			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_{avg} =$	48,000	psi	Average stress
$\sigma_r =$	15,000	psi	Range stress
$K_f =$	1.5		Fatigue Stress Conc. Factor
$\sigma_R = \frac{K_f \sigma_r \sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{avg}}$			
Output:			
$\sigma_R =$	48,214	psi	Equivalent stress

در گام بعدی، با استفاده از معادله باسکوین در مورد هر کدام از حالت های تنش تعیین می کنیم که چقدر از عمر قطعه توسط بارگذاری معین مصرف شده است. بنابراین، در مورد حالت تنش اول خواهیم داشت

Click here for
instructions on how
to use this spreadsheet.

Click here to learn
more about this
spreadsheet.

Module 2-21			
Basquin's approximation to the S-N Curve			
Inputs			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_e =$	40,000	psi	Endurance limit
$\sigma_r =$	40,923	psi	Completely reversed stress
Find Basquin's coefficients:			
$B =$	-0.10214		$B = \frac{\log(\sigma_e) - \log(0.9\sigma_u)}{3}$
$A =$	164,025		$A = \frac{\sigma_e}{10^{(6B)}}$
Applying Basquin's equation:			
			$N = \left(\frac{\sigma_r}{A}\right)^{\frac{1}{B}}$
$N =$	799,839	cycles	predicted cycles at σ_r

می بینیم که این بخش از بارگذاری در حدود $40\% = 3200000 / 799839$ از عمر محدود قطعه را مصرف کرده است. برای حالت تنش دوم داریم

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-21			
Basquin's approximation to the S-N Curve			
Inputs			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_e =$	40,000	psi	Endurance limit
$\sigma_r =$	51,023	psi	Completely reversed stress
Find Basquin's coefficients:			
$B =$	-0.10214	$B = \frac{\log(\sigma_e) - \log(0.9\sigma_u)}{3}$	
$A =$	164,025	$A = \frac{\sigma_e}{10^{(6B)}}$	
Applying Basquin's equation:			
$N = \left(\frac{\sigma_r}{A} \right)^{\frac{1}{B}}$			
$N =$	92,279	cycles	predicted cycles at σ_r

با استفاده از صفحه گسترده می‌بینیم این بخش از بارگذاری، $18600 / 92279 = 20\%$ از کل عمر قطعه را مصرف کرده است. بنابراین، حدوداً 60% از عمر مفید قطعه قبلاً توسط دو شرایط بارگذاری مصرف شده است. طبق تئوری مینر، 40% از عمر قطعه می‌ماند و می‌توانیم آنرا با استفاده از تنش معادل نهایی و مدول صفحه گسترده نهایی به صورت زیر تعیین کنیم.

Click here for instructions on how to use this spreadsheet.

Click here to learn more about this spreadsheet.

Module 2-21			
Basquin's approximation to the S-N Curve			
Inputs			
$\sigma_u =$	90,000	psi	Ultimate strength
$\sigma_e =$	40,000	psi	Endurance limit
$\sigma_r =$	48,214	psi	Completely reversed stress
Find Basquin's coefficients:			
$B =$	-0.10214	$B = \frac{\log(\sigma_e) - \log(0.9\sigma_u)}{3}$	
$A =$	164,025	$A = \frac{\sigma_e}{10^{(6B)}}$	
Applying Basquin's equation:			
$N = \left(\frac{\sigma_r}{A} \right)^{\frac{1}{B}}$			
$N =$	160,648	cycles	predicted cycles at σ_r

منظور از 40% عمر باقیمانده این است که این قطعه می‌تواند $0.40 \times 160648 = 64259$ سیکل از بار را در باقیمانده عمر خود تحمل کند. اما در عمل، با استفاده از یک ضریب اطمینان تعداد سیکل را کاهش داده و فاصله قطعه تا مرز تخریب را افزایش می‌دهیم. بدین ترتیب نامطمئنی‌های مربوط به بارگذاری و میزان دقت تئوری مورد استفاده منظور می‌شوند.

۴-۶ نتیجه گیری

متأسفانه بسیاری از قطعات ماشین دارای شکل پیچیده ای هستند و مقدار و جهت بار وارده بر آنها کاملاً مشخص نیست. برای تحلیل تنش در چنین شرایطی، رعایت نکات زیر مفید است

- (۱) پیش از تحلیل باید قطعات ماشین را به صورت تک به تک و یکپارچه در نظر گرفت. برای تحلیل تنش هر قطعه، یک مدل ایده آل از شکل هندسی آن تهیه می‌کنیم. می‌توانیم به جای شکل دقیق خود قطعه، از شکل‌های هندسی نزدیک به آن که دارای استحکام بیشتر است، و انتخاب آنها محافظه کارانه تر است، استفاده کنیم.
- (۲) در مورد هر کدام از قطعات لازم است مقدار و جهت بار وارده مشخص شود. در این مرحله جانب احتیاط این است که بارهای ایده آلی را انتخاب کنیم که محافظه کارانه تر و مقدارشان بیشتر از بارهای واقعی است.
- (۳) طراح باید الگوی تنش ناشی از هر یک از بارهای وارده را تجسم کند و نحوه ترکیب آنها را در نظر بگیرد. با توجه به این اطلاعات می‌تواند نقاط بحرانی قطعه را مشخص کند. او باید نقاط بحرانی را شماره گذاری کند و در مراحل بعدی به آنها رجوع نماید.
- (۴) در هر کدام از نقاط بحرانی، لازم است تنش‌های مرکب محاسبه شود. طراح باید از تئوریهای تخریب مناسب و ضرایب اطمینان مناسب استفاده کند. با استفاده از این داده ها، طراح می‌تواند مطمئن بودن قطعه را در هر کدام از نقاط بحرانی مشخص کند.
- (۵) طراح باید نامطمئنی‌های مربوط به هر کدام از فرض‌های منظور شده را بررسی کند. در صورت امکان بهتر است همه راه حل‌های درست را طبقه بندی کند و مناسب ترین راه حل را انتخاب کند.
- (۶) اگر برای تعیین مناسب بودن طرح، نیاز به تحلیل نامطمئنی‌های متعدد نباشد، طراح باید مرحله‌ای را که می‌تواند دقت طرح را افزایش دهد، بررسی کند. این کار ممکن است شامل روش‌های تحلیلی بسیار پیچیده و انجام آزمایشات بر روی قطعه باشد.

مراجع

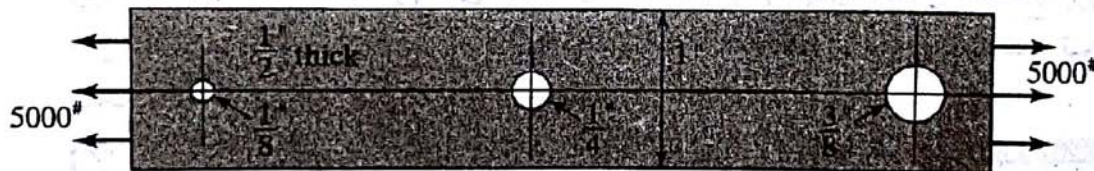
1. Battelle Memorial Institute, *Prevention of Fatigue of Metals*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1941.
2. Findley, W.N., "Fatigue of Metals under Combinations of Stresses," *Trans. ASME*, 79, 1957, p. 1337.
3. Hetenyi, M., Ed., *Handbook of Experimental Stress Analysis*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1950.
4. Horger, O.J., Ed., *Metals Engineering Design, ASME Handbook*, New York: McGraw-Hill Book Company, 1953.
5. Juvinall, R.C., *Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength*, New York: McGraw-Hill Book Company, 1967.
6. Marin, J., *Mechanical Properties of Engineering Materials*, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, Inc., 1962.
7. Miner, M.A., "Cumulative Damage in Fatigue," *Trans. ASME*, 67, 1945, J. Appl. Mech., p. A-159.

8. Murray, W.M., Ed., *Fatigue and Fracture of Metals*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1952.
9. Norton, Robert L., *Machine Design: An Integrated Approach*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 1996.
10. Peterson, R.E., *Stress Concentration Design Factors*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1974.
11. Peterson, R.E. "Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5," *Machine Design*, February–July, 1951.
12. Pilkey, W.D., *Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices*, Wiley Interscience, 1994.
13. *Proc. Int. Conf. Fatigue Metals*, London: Institution of Mechanical Engineers, 1956.

مسائل

۴-۱ مقدار تنش را در هر یک از سوراخ‌های موجود در ورق شکل (۴-۳۳) پیدا کنید. عرض ورق برابر با ۱ in. است.

$A, K\sigma = 30192 \text{ psi}; B, K\sigma = 32389 \text{ psi}; C, K\sigma = 36593 \text{ psi}$ (جواب)



شکل ۴-۳۳

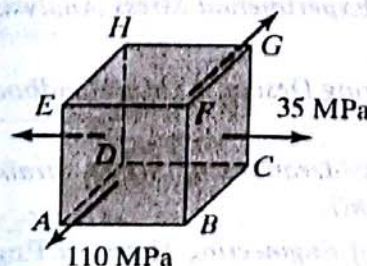
۴-۲ بارهای وارد بر قطعه‌ای مطابق شکل (۴-۳۴) است. بارهای مذکور ثابت است و هیچگونه تمرکز تنش وجود ندارد. فرض کنید تئوری حداکثر برش در مورد مساله صادق باشد. مقدار σ_{yp} برابر 400 MPa است.

(a) برای صفحه $CDEF$ مقدار F_s را حساب کنید.

(b) برای صفحه $ACGE$ مقدار F_s را حساب کنید.

(c) برای صفحه $AFGD$ مقدار F_s را حساب کنید.

(جواب) $(a)F_s = 3.64; (b)F_s = 5.33; (c)F_s = 11.4$



شکل ۴-۳۴

۳-۴ یک صفحه از فولاد 1045 در موقع نورد گرم تحت تنش‌های $\sigma_x = 3300 \text{ psi}$, $\sigma_y = -29000 \text{ psi}$ و $\tau_{xy} = 0$ قرار گرفته است.

(a) با استفاده از تئوری تنش برشی حداکثر مقدار F_s را حساب کنید.

(b) با استفاده از تئوری میسز-هنکی، مقدار F_s را حساب کنید.

(c) اگر جنس صفحه از چدن نوع ۲۵ باشد، مقدار F_s را حساب کنید.

(جواب) (a) $F_s = 1.39$; (b) $F_s = 1.46$; (c) $F_s = 3.45$

۴-۴ برای قطعه‌ای از یک ماشین مقدار F_s از طریق تئوری میسز-هنکی برابر 3 بدست آمده است. برای ماده این قطعه $\sigma_{yp} = 435 \text{ MPa}$ است. اگر مقدار σ_x برابر 165 MPa باشد، مقدار σ_y را بدست آورید. $\tau_{xy} = 0$.
(جواب) 57.9 MPa یا 107.1 MPa

۵-۴ شفتی تحت گشتاور پیچشی 40000 in.lb قرار گرفته است. تنش حد سیلان برای ماده این شفت برابر 50000 psi و مقدار F_s برابر با 2 است.

(الف) با استفاده از تئوری حداکثر تنش برشی، قطر لازم برای این شفت را بدست آورید.

(ب) با استفاده از تئوری میسز-هنکی، قطر لازم برای این شفت را حساب کنید.

(جواب) (a) $d = 2.535 \text{ in}$; (b) $d = 2.417 \text{ in}$.

۶-۴ لبه‌های یک صفحه فولادی تنها تحت تنش‌های قائم قرار گرفته است. ابعاد این صفحه عبارت از $380 \times 380 \text{ mm}$ است و برای آن $\sigma_{yp} = 400 \text{ MPa}$ صادق است. تنش σ_x از نوع کششی و تنش σ_y از نوع فشاری است. مقدار طول صفحه در روی محور y ها به اندازه 0.2 mm کاهش یافته است. مقدار F_s از طریق قضیه حداکثر تنش برشی برابر 2 بدست آمده است. مقادیر تنش‌ها را حساب کنید.

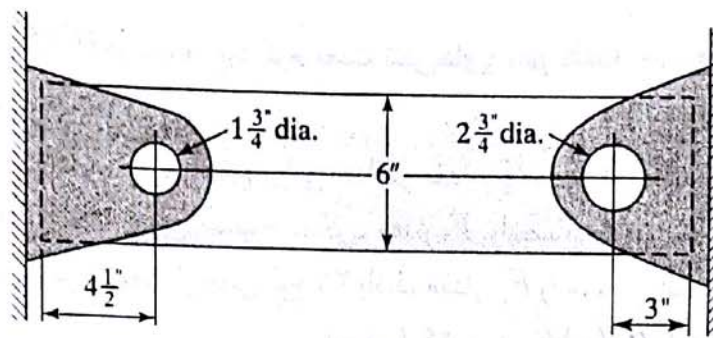
(جواب) $\sigma_x = 69.84 \text{ MPa}$; $\sigma_y = -130.16 \text{ MPa}$

۷-۴ لبه‌های یک صفحه فولادی $12 \times 12 \text{ in}$ تنها تحت تنش‌های قائم قرار گرفته است. مقدار σ_x برابر با 12000 psi و از نوع کششی است. σ_y تنش فشاری است. مقدار افزایش طول در جهت x برابر با 0.006 in است. اگر مقدار F_s از طریق قضیه حداکثر تنش برشی برابر با 2.5 بدست آمده باشد، مقدار تنش حد سیلان ماده این صفحه چقدر است.
(جواب) $\sigma_{yp} = 55000 \text{ psi}$

۸-۴ لبه‌های صفحه‌ای از فولاد 1045 و به ابعاد $380 \times 380 \text{ mm}$ در موقع نورد تنها تحت تنش‌های قائم قرار گرفته است. مقدار تنش σ_x برابر 40 MPa بوده و از نوع کششی است. تنش σ_y از نوع فشاری است. اگر مقدار F_s از طریق قضیه حداکثر تنش برشی، برابر با 3 بدست آمده باشد، مقدار تغییر طول را در جهت x حساب کنید. σ_{yp} را برابر با 400 MPa در نظر بگیرید.
(جواب) $\delta_x = 0.125 \text{ mm}$

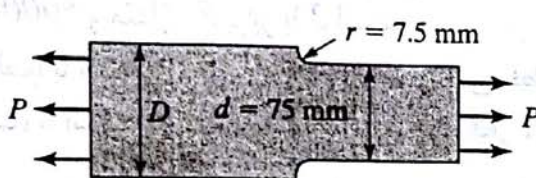
۹-۴ صفحه نشان داده شده در شکل (۳۵-۴) تحت بار کاملاً معکوس 20000 lb قرار گرفته است. حداکثر مقدار تنش را در هر یک از سوراخها حساب کنید.

(جواب) $K\sigma_r = 9890 \text{ psi}$ چپ ; $K\sigma_r = 12095 \text{ psi}$ راست

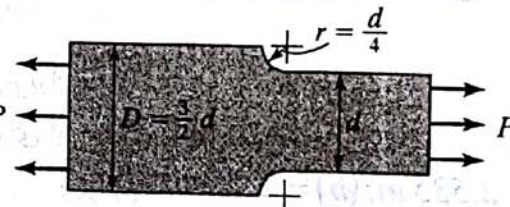


شکل ۴-۳۵

۴-۱۰ ضخامت صفحه شکل (۴-۳۶) برابر با 13 mm است. مقدار بار P از 90000 N تا 45000 N تغییر می‌کند. اگر آزمایش مقادیر $\sigma_e = 165 \text{ MPa}$ و $\sigma_{yp} = 290 \text{ MPa}$ را برای ماده این صفحه بدست دهد و $q = 0.5$ باشد، با استفاده از معادله سادربرگ مشخص کنید که آیا این صفحه خواهد شکست یا نه. مقدار ضریب اطمینان براساس تنش حد سیلان ۲ است.



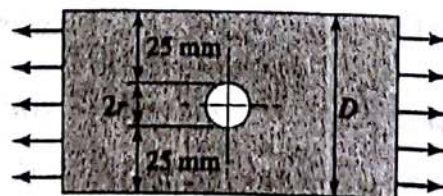
شکل ۴-۳۶



شکل ۴-۳۷

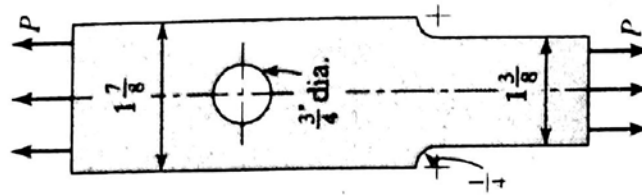
۴-۱۱ صفحه شکل (۴-۳۷) دارای ضخامت 1 in. است. بار از 50000 تا 30000 lb تغییر می‌کند. ضریب اطمینان ۲ و $\sigma_{yp} = 40300 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 28000 \text{ psi}$ است. با استفاده از $q = 1.0$ و معادله سادربرگ یک مقدار مناسب برای d بدست آورید.

۴-۱۲ مقدار قطر سوراخ و عرض صفحه شکل (۴-۳۸) را طوری تعیین کنید که صفحه تحت بار مداوم به طور مطمئن کار کند. مقدار بار از 160000 N تا 89000 N تغییر می‌کند. از تنش‌های $\sigma_{ult} = 560 \text{ MPa}$ و $\sigma_e = 220 \text{ MPa}$; $\sigma_{ult} = 356 \text{ MPa}$; $N_{fs} = 2$ و $q = 0.9$ استفاده کنید. ضخامت صفحه 25 mm است. از معادله گودمن استفاده کنید.



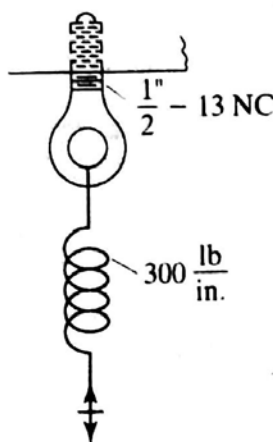
شکل ۴-۳۸

۴-۱۳ قطعه‌ای مطابق شکل (۴-۳۹) طراحی شده است. با استفاده از معادله سادربرگ این طرح را در محل سوراخ و گوشه‌های گرد شده، بررسی کنید. آیا این قطعه برای کار مداوم مطمئن است یا نه؟ مقدار بار از 12000 تا 2000 lb تغییر می‌کند. $\sigma_e = 28500 \text{ psi}$ و $N_{fs} = 1.5$ و $\sigma_{yp} = 41000 \text{ psi}$ و $q = 0.8$ ضخامت صفحه $7/16 \text{ in.}$ است.

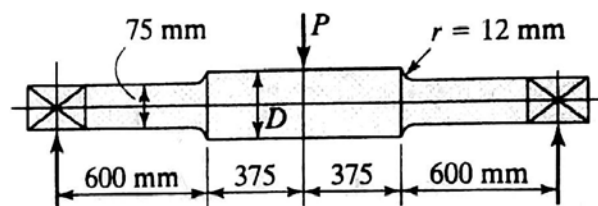


شکل ۴-۳۹

۴-۱۴ شکل (۴-۴۰) شفت ثابتی را نشان می‌دهد که تحت بار متغیر P قرار گرفته است. مقدار P از 4500 N تا 13500 N تغییر می‌کند. مقادیر $\sigma_{yp} = 290\text{ MPa}$ و $\sigma_{ult} = 500\text{ MPa}$ و $\sigma_e = 130\text{ MPa}$ ؛ برای $q = 1.0$ ؛ مقدار ضریب اطمینان ۲ است. در صورتیکه شرایط تنش در گوشه‌های گرد شده موافق کار مداوم شفت باشد، مقدار مجاز D را حساب کنید.



شکل ۴-۴۱



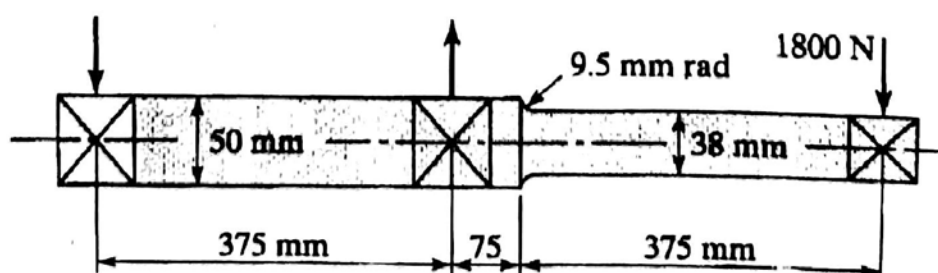
شکل ۴-۴۰

۴-۱۵ برای ماده پیچ چشمی نشان داده شده در شکل (۴-۴۱) مقادیر $q = 1.0$ و $\sigma_{ult} = 52000\text{ psi}$ ؛ $\sigma_{yp} = 39000\text{ psi}$ و $\sigma_e = 18000\text{ psi}$ صادق هستند. ضریب اطمینان ۲ است. رزوه‌ها آن از نوع آمریکن ناشنال است. ضریب تمرکز تنش را برای رزوه‌های ۲.۵ فرض کنید. موقع مونتاژ فنر را کمی کشیده‌ایم. در موقع کار انتهای پایین فنر از موقعیت اولیه‌اش ۱ in. بطرف بالا و پایین حرکت می‌کند. موقع مونتاژ تا چقدر مجاز هستیم فنر را بکشیم (افزایش طول اولیه بدهیم) تا پیچ چشمی برای کار مداوم مطمئن باشد.

۴-۱۶ شفت شکل (۴-۴۰) می‌گردد، ولی گشتاوری را تحمل نمی‌کند. برای ماده آن $\sigma_e = 240\text{ MPa}$ است. مقدار تنش خمشی را در گوشه گرد آن پیدا کنید.

(الف) آیا این شفت برای کار مداوم مطمئن است؟ مقدار ضریب اطمینان چقدر است؟

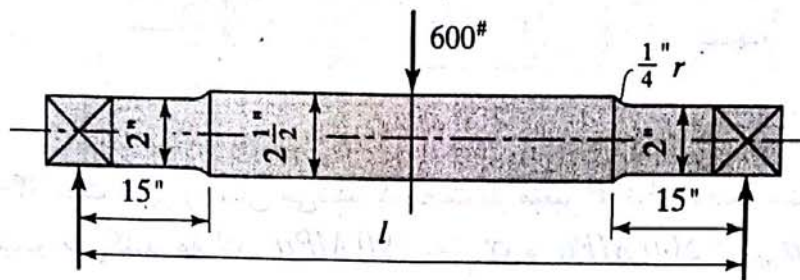
(ب) فرض کنید در اثر خطای تراشکاری، مقدار شعاع گوشه‌های گرد 3.2 mm شده است و بازرس نیز متوجه این خطا نشده است. آیا حالا هم شفت برای کار مداوم مطمئن است؟ (جواب) $F_s = 1.44$ (الف)



شکل ۴-۴۲

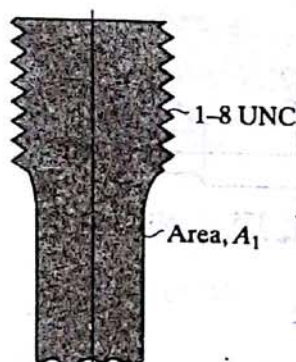
۴-۱۷ شفت شکل (۴-۴۳) دوران می‌کند. اگر مقدار تنش خمشی در گوشه گرد شده مساوی تنش موجود در مرکز شفت باشد، طول l را حساب کنید

(جواب) $l = 90.2 \text{ in.}$

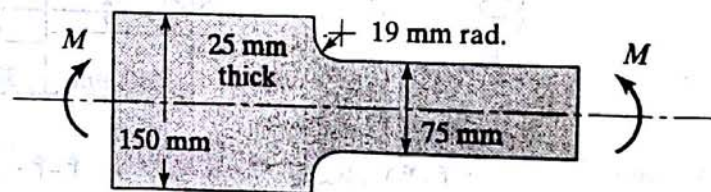


شکل ۴-۴۳

۴-۱۸ قطعه شکل (۴-۴۴) از فولاد ۱۰۴۵ ساخته شده است. اگر مقادیر $\sigma_e = 300 \text{ MPa}$, $\sigma_{yp} = 620 \text{ MPa}$ و $\sigma_{ult} = 820 \text{ MPa}$ در مورد آن صادق باشند و ممان خمشی از 1040000 تا 5000000 Nmm تغییر کند، مقدار ضریب اطمینان را حساب کنید. البته سطح این قطعه ماشینکاری شده است. (جواب) $F_s = 1.75$



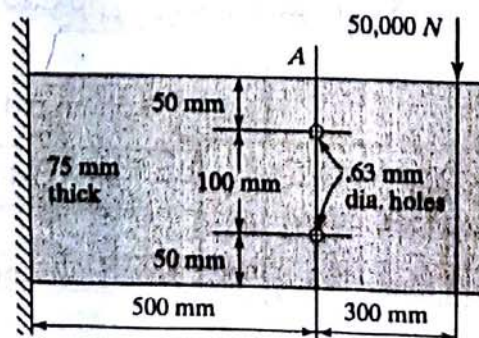
شکل ۴-۴۵



شکل ۴-۴۴

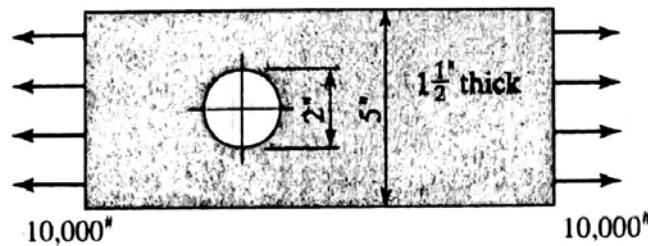
۴-۱۹ بار کششی وارده بر پیچ تراشیده شده شکل (۴-۴۵) از 12000 تا 20000 lb تغییر می‌کند. ضریب تمرکز تنش برای رزوه‌ها ۳ و برای گوشه گرد شده ۱.۲ است. پیچ از ماده ای به مشخصات $\sigma_e = 47000 \text{ psi}$, $\sigma_{yp} = 110000 \text{ psi}$, $\sigma_{ult} = 130000 \text{ psi}$ ساخته شده است. اگر رزوه‌ها برای کار مداوم مطمئن باشند، مقدار مساحت A_1 را طوری تعیین کنید که گوشه های گرد شده با همان ضریب اطمینان رزوه ها برای کار مداوم مطمئن باشد.

۴-۲۰ تیر نشان داده شده در شکل (۴-۴۶) از ماده تردی ساخته شده است. مقدار تنش خمشی حداکثر را در سطح مقطع A حساب کنید.



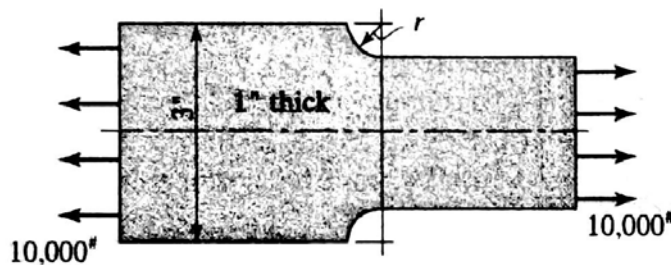
شکل ۴-۴۶

۴-۲۱ صفحه شکل (۴-۴۷) از ماده شکننده ای ساخته شده و از دو انتهای خود تحت بار کششی یکنواخت قرار گرفته است. حداکثر تنش کششی را در نزدیکی سوراخ به دست آورید.

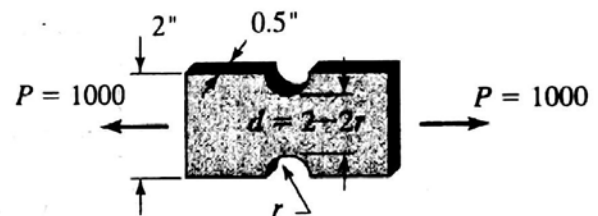


شکل ۴-۴۷

۴-۲۲ شعاع شیارهای صفحه شکل (۴-۴۸) برابر با $r = 0.125 \text{ in.}$ است. اگر جنس صفحه از یک ماده شکننده باشد، تغییر تنش واقعی به ازای تغییر شعاع شیار به $r = 0.25 \text{ in.}$ چگونه خواهد بود؟



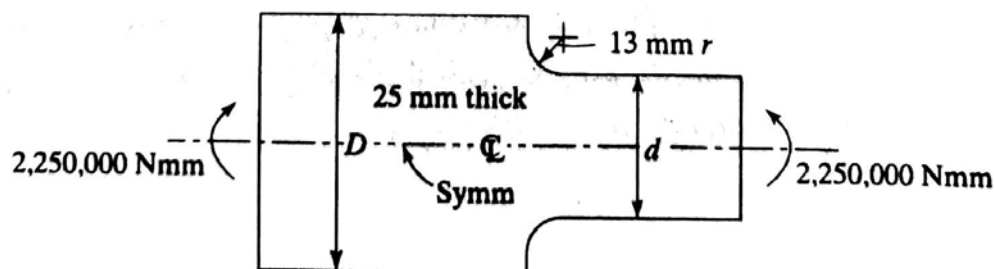
شکل ۴-۴۹



شکل ۴-۴۸

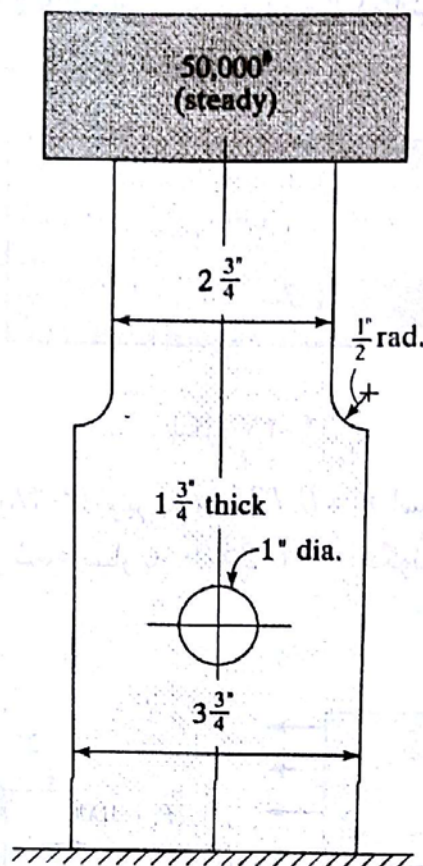
۴-۲۳ اگر مقدار ضریب تمرکز تنش در قطعه شکل (۴-۴۹) برابر با ۱.۶ و جنس قطعه از چدن نوع ۲۵ باشد، مقدار F_s چقدر خواهد بود؟

۴-۲۴ مقدار حداکثر تنش را در گوشه گرد شده قطعه شکل (۴-۵۰) تعیین کنید. مقدار تمرکز تنش در آن ۱.۷۵ و $D/d = 1.5$ است. همچنین مقدار F_s را اگر این قطعه از چدن با $\sigma_{ut} = 200 \text{ MPa}$ ساخته شده باشد به دست آورید.



شکل ۴-۵۰

۴-۲۵ (الف) اگر قطعه شکل (۴-۵۱) از فولاد نورد ۱۰۴۵ ساخته شده باشد، مقدار F_s آن را حساب کنید.
(ب) مقدار F_s همین قطعه را اگر از چدن نوع ۲۰ ساخته شده باشد بدست آورید.

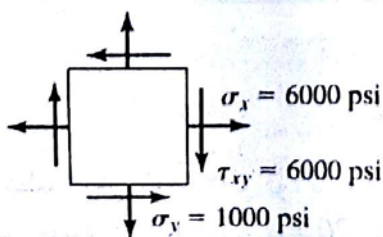


شکل ۴-۵۱

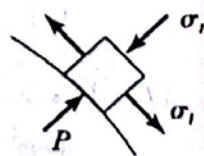
۴-۲۶ د شکل (۴-۵۲) برشی از لبه داخلی بوشی که در روی شفتی پرس شده، نشان داده شده است. مقدار تنش σ_r یا P برابر با 40 MPa - و مقدار تنش σ_r مساوی 70 MPa است. (الف) مقدار F_s را با استفاده از تئوری حداکثر برش حساب کنید. جنس بوش از فولادی به تنش سیلان 400 MPa است.

(ب) مقدار F_s را حساب کنید، اگر جنس بوش از چدنی به مشخصات $\sigma_{ut} = 170 \text{ MPa}$ و $\sigma_{uc} = 680 \text{ MPa}$ (جواب (الف) $F_s = 3.64$; (ب) $F_s = 2.42$ است.

۴-۲۷ حالت تنش برای ماده‌ای مطابق شکل (۴-۵۳) است. (الف) اگر ماده از فولاد نورد گرم 1045 باشد، مقدار F_s را با استفاده از قضیه حداکثر تنش برشی حساب کنید. (ب) مقدار F_s را با استفاده از تئوری میسز - هنکی پیدا کنید. (ج) مقدار F_s را در صورتی که ماده از جنس چدن نوع 30 باشد، حساب کنید. (جواب (الف) $F_s = 4.54$; (ب) $F_s = 5.00$ (ج) $F_s = 3.00$ است.

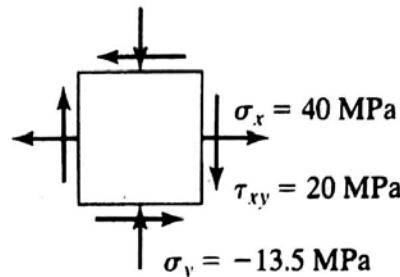


شکل ۴-۵۳



شکل ۴-۵۲

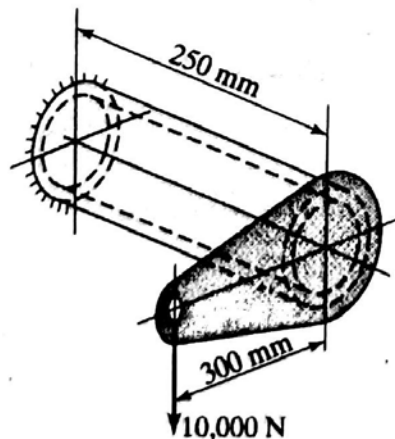
۴-۲۸ مسئله (۴-۲۷) را در مورد شکل (۴-۵۴) تکرار کنید. در صورتیکه برای (الف) $\sigma_{yp} = 400 \text{ MPa}$ و برای (ج) $\sigma_{ut} = 200 \text{ MPa}, \sigma_{uc} = 760 \text{ MPa}$ باشد. (جواب) $F_s = 4.28$ (ب) $F_s = 6.74$ (الف) $F_s = 5.99$



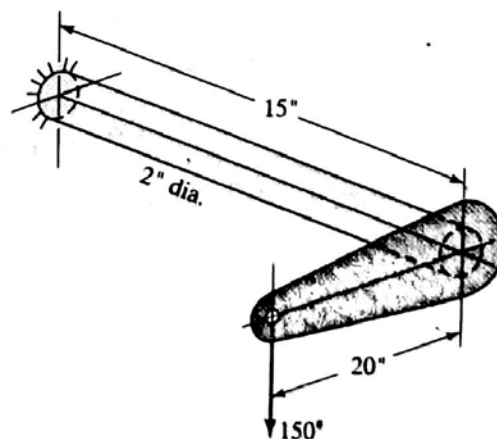
شکل ۴-۵۴

۴-۲۹ شفت شکل (۴-۵۵) بطور صلب به دیوار اتصال داده شده است. جنس آن از چدن نوع 25 است. ضریب تمرکز تنش برای خمش و پیچش در دیوار 2 است. مقدار F_s را حساب کنید (جواب) $F_s = 3.27$

۴-۳۰ استوانه توخالی شکل (۴-۵۶) بقطر خارجی 150 mm و داخلی 113 mm در روی دیوار ثابت شده است. مقدار تمرکز تنش در دیوار 3 است. (الف) اگر ماده آن از چدنی به مشخصات $\sigma_{uc} = 690 \text{ MPa}$ و $\sigma_{ult} = 172 \text{ MPa}$ باشد مقدار F_s تعیین کنید. (ب) اگر ماده آن از نوع داکتیل با تشن سیلان و $\sigma_{yp} = 345 \text{ MPa}$ و تحت بار ثابت باشد، مقدار F_s را تعیین کنید. (جواب) $F_s = 19.8$ (ب)، $F_s = 3.81$ (الف)



شکل ۴-۵۶

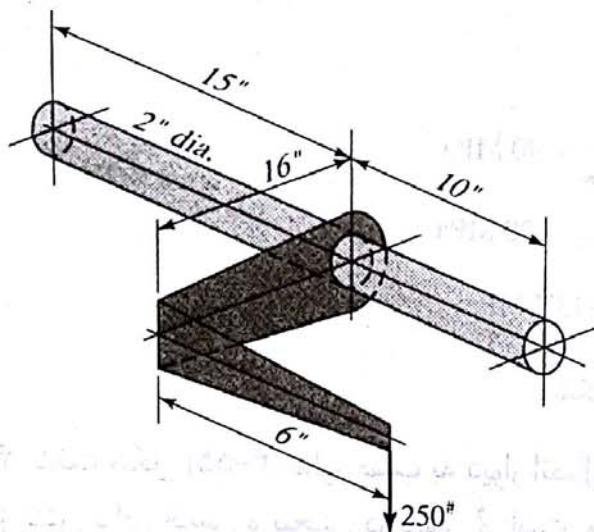


شکل ۴-۵۵

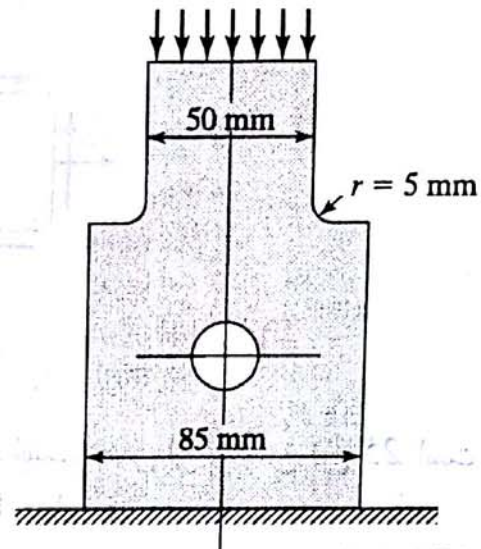
۴-۳۱ شفت شکل (۴-۵۷) از چدن نوع 20 ساخته شده است. انتهای آن به تکیه‌گاههای ساده متکی است، اما با یک خار از حرکت گردشی آن جلوگیری می‌شود. ضریب تمرکز تنش آن در ناحیه اتصال به بازو برابر 2 است. مقادیر F_s شفت در دو طرف این ناحیه را بدست آورید.

(جواب) $F_s = 2.97$ راست؛ $F_s = 6.80$ چپ

۴-۳۲ قطر سوراخ را در شکل (۴-۵۸) حساب کنید. ضریب تمرکز تنش در محل سوراخ برابر با ضریب تمرکز تنش در گوشه گرد شده است.

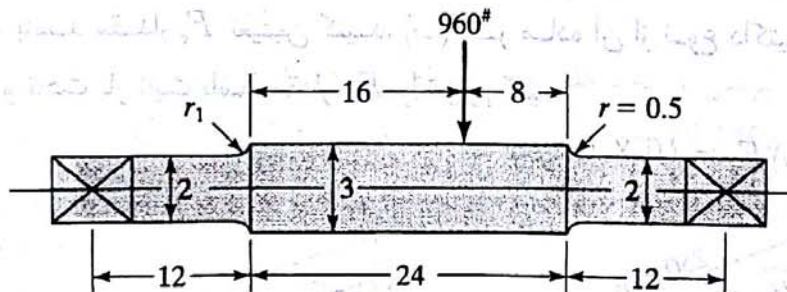


شکل ۴-۵۷



شکل ۴-۵۸

۴-۳۳ مقدار شعاع r_1 گوشه گرد شده چپ را در شکل (۴-۵۹) حساب کنید، در صورتی که تنش آن برابر با تنش موجود در گوشه گرد شده سمت راست است.



شکل ۴-۵۹

۴-۳۴ در شکل (۴-۵۵) ابعاد 15 in و 20 in را به ترتیب برابر با 300 mm و 250 mm در نظر بگیرید. برای ماده شفت $\sigma_{yp} = 400 \text{ MPa}$ است. اگر براساس تئوری میسز-هنکی مقدار F_s برابر با 2.5 باشد، مقدار بار مجاز در انتهای بازوی آن چقدر خواهد بود. قطر شفت را 50 mm فرض کنید. (جواب) $P = 5308 \text{ N}$

۴-۳۵ چهار لبه صفحه فولادی $20 \times 10 \text{ in}$ تنها تحت تنش‌های قائم قرار گرفته‌اند. بعد از اعمال بار، ابعاد آن به اندازه‌های 20.0066 in و 9.9981 in در می‌آیند. ماده این صفحه از فولاد نورد گرم 1060 است. با استفاده از قضیه حداکثر تنش برشی، مقدار F_s را حساب کنید.

۴-۳۶ بر یک شفت ثابت از فولاد نورد گرم به مشخصه $\sigma_{yp} = 400 \text{ MPa}$ ممان خمشی ثابتی معادل 1000000 Nmm و گشتاور پیچشی ثابتی برابر با 1500000 Nmm اثر می‌کند. قطر این شفت 50 mm است. اگر مقدار N_{fs} براساس تئوری انرژی آشفتهگی 3 باشد، تعیین کنید که آیا این قطعه خواهد شکست یا نه.

۳۷-۴ قطعه‌ای از فولاد نورد گرم نوع 1045 تحت تنش برشی 13250 psi و تنش محوری ثابت 10000 psi قرار دارد. اگر مقدار N_{fs} برابر با 2.5 باشد، بر اساس تئوری انرژی آشفستگی تخریب، تعیین کنید که آیا این قطعه خواهد شکست یا نه.

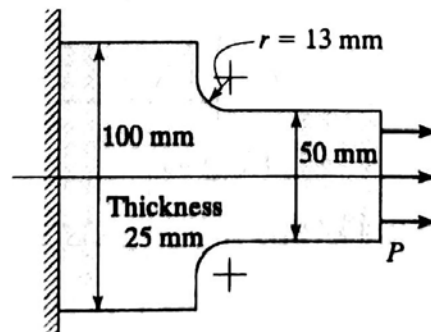
۳۸-۴ فقط لبه‌های یک صفحه فولادی $300 \times 300 \text{ mm}$ تحت تنش‌های قائم قرار گرفته‌اند. تنش σ_x از نوع کششی و مقدارش 80 MPa است. تنش σ_y از نوع فشاری است. بعد از اعمال بار، در جهت x به اندازه 0.15 mm افزایش طول حاصل می‌شود. اگر مقدار F_s براساس تئوری میسز - هنکی برابر با 2.5 باشد، مقدار تنش حد سیلان ماده این صفحه را حساب کنید. $\sigma_{yp} = 342.5 \text{ MPa}$ (جواب)

۳۹-۴ در مساله ۷ بجای 0.006 in و σ_x به ترتیب 0.0048 in و 9600 psi بگذارید و آن را حل کنید.

۴۰-۴ صفحه‌ای از فولاد نورد گرم به ابعاد $375 \times 500 \times 12 \text{ mm}$ مفروض است. برای ماده این صفحه $\sigma_{yp} = 400 \text{ MPa}$ است و لبه 375 mm تحت بار کششی یکنواخت 400000 N قرار دارد. اگر مقدار F_s بر اساس قضیه حداکثر تنش برشی، معادل 2 باشد، ابعاد صفحه را بعد از اعمال بارها حساب کنید. $l_x = 500.3 \text{ mm}; l_y = 374.8 \text{ mm}$ (جواب)

۴۱-۴ در شکل (۴-۵۷)، بعد 16 in را به 8 in و بار وارده بر انتهای بازو را به 2500 lb عوض کنید. اگر برای ماده شفت مقادیر حد سیلان و حد پاره گی (حد استحکام نهایی) به ترتیب برابر 54000 psi و 90000 psi باشند، مقدار F_s را برای قطعه کوچکی از سطح شفت واقع در سطح فوقانی شفت و به فاصله 4 in از بازو در سمت چپ، حساب کنید. البته مقدار F_s آنرا یک بار براساس قضیه حداکثر تنش برشی و بار دیگر براساس تئوری میسز - هنکی حساب کنید.

۴۲-۴ قطعه شکل (۴-۶۰) از جنس فولاد آبدیده تمپره است. برای این فولاد مقادیر $\sigma_{yp} = 760 \text{ MPa}$ و $\sigma_{ult} = 900 \text{ MPa}$ و $\sigma_e = 320 \text{ MPa}$ صادقند. سطح این قطعه ماشینکاری شده است. بار وارده از 170000 N به 450000 N تغییر می‌کند. با در نظر گرفتن $q = 1.0$ مقدار F_s را حساب کنید. $F_s = 1.43$ (جواب)

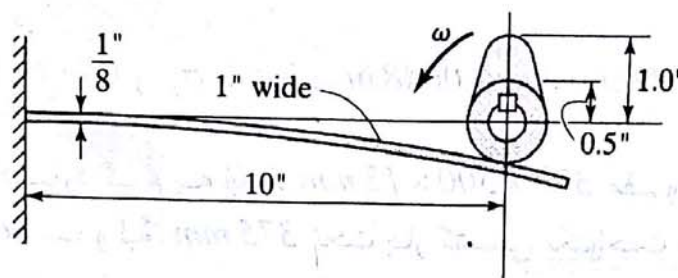


شکل ۴-۶۰

۴۳-۴ ماده ای تحت تنش برشی 8000 psi و تنش نوسانی 2000 psi قرار دارد. ضریب تمرکز تنش 1.5 و ضریب اطمینان 2.5 است. اگر تنش حد خستگی (حد تحمل) این ماده 0.3 برابر تنش برشی نهایی آن باشد، مقدار τ_{ult} را به دست آورید. $\tau_{ult} = 45000 \text{ psi}$ (جواب)

۴-۴۴ جسمی تحت تنش‌های قائم σ_1 و σ_2 قرار گرفته است. مقدار F_s آن براساس تئوری میسز-هنکی به اندازه ۱۰ درصد بیشتر از مقدار آن براساس قضیه حداکثر تنش برشی است. اگر مقدار σ_1 برابر با 70 MPa باشد، مقدار σ_2 را حساب کنید. (جواب) $\sigma_2 = -20.16 \text{ MPa}$

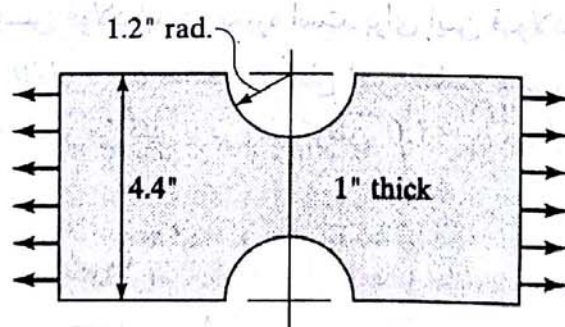
۴-۴۵ در شکل (۴-۶۱) پس از حذف بادامک و شفت، فنر تخت راست و بدون تنش است. برای ماده فنر مشخصات $\sigma_{ult} = 115000 \text{ psi}$ ، $\sigma_{yp} = 98000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 52000 \text{ psi}$ صادق است. تمرکز تنش صفر است. سطوح فنر سنگ زنی شده است. اگر بادامک بطور مداوم بچرخد، ضریب اطمینان فنر را به دست آورید.



شکل ۴-۶۱

۴-۴۶ المانی تحت تنش‌های $\sigma_x = 119 \text{ MPa}$ ، $\sigma_y = 7 \text{ MPa}$ و $\tau_{xy} = 42 \text{ MPa}$ قرار دارد. ماده قطعه از چدنی به مشخصات $\sigma_{ult} = 200 \text{ MPa}$ و $\sigma_{uc} = 730 \text{ MPa}$ است. آیا این قطعه به ازای ضریب اطمینان ۱.۵ مطمئن است یا نه.

۴-۴۷ برای اصلاح طرح شکل (۴-۶۲)، شعاع شیار را از 1.2 in. به 0.6 in. تغییر داده ایم. اگر جنس قطعه از چدن نوع ۳۰ باشد، به ازای ضریب اطمینان ۴، بزرگترین نیروی P را که این قطعه می‌تواند تحمل کند به دست آورید.



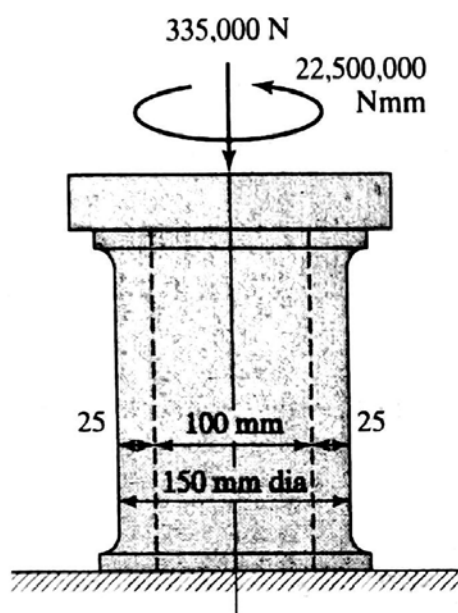
شکل ۴-۶۲

۴-۴۸ مسئله (الف) ۴-۳۰ را برای قطعه کوچکی در روی دیوار که ارتفاعش برابر با ارتفاع محور شفت است و در سمت ناظر قرار دارد تکرار کنید. (جواب) $F_s = 6.19$

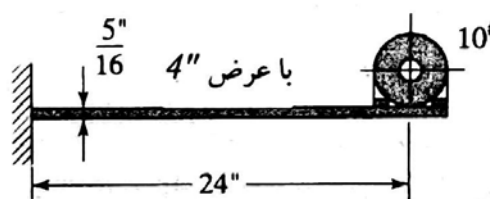
۴-۴۹ لبه‌های ورق‌های به ابعاد $10 \times 20 \text{ in.}$ تنها تحت تنش‌های قائم قرار دارد. این تنشها بر لبه‌های ورق وارد می‌شود. جنس ورق از چدن شماره ۵۰ است. (الف) اگر پس از وارد شدن تنشها بر ورق، ابعاد آن $9.9981 \times 20.0066 \text{ in.}$ شود، مقدار F_s را بدست آورید. (ب) همین کار را برای ابعاد $10.0011 \times 20.0048 \text{ in.}$ تکرار کنید.

۴-۵۰ رابطه بین τ_{yp} و σ_{yp} را از طریق تئوری میسز - هنکی بدست آورید. (جواب) $\tau_{yp} = 0.577 \sigma_{yp}$

۴-۵۱ در شکل (۴-۶۳) موقعی که موتور کار می‌کند، طول کورس نوسان انتهای تیر به سمت بالا و پایین برابر با 0.25 in. است. تیر از فولادی به مشخصات $\sigma_{yp} = 79000 \text{ psi}$; $\sigma_{ult} = 92000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 26000 \text{ psi}$ ساخته شده است. ضریب تمرکز تنش تیر در محل تقاطع تیر با دیوار برابر با 1.5 است. در این محل ضریب اطمینان تیر را به دست آورید.



شکل ۴-۶۴



شکل ۴-۶۳

۴-۵۲ استوانه توخالی شکل (۴-۶۴) از چدنی به مشخصات $\sigma_{uc} = 1100 \text{ MPa}$ و $\sigma_{ult} = 350 \text{ MPa}$ ساخته شده است. اگر ضریب تمرکز تنش برابر با 1.5 باشد، مقدار ضریب اطمینان را بدست آورید.

(جواب) $F_s = 8.17$

۴-۵۳ قطعه‌ای با سطح ماشینکاری شده، ۵ درصد از زمان کار خود را تحت تنش خمشی کاملاً معکوس 70000 psi ، ۱۵ درصد از زمان را تحت تنش خمشی کاملاً معکوس 55000 psi و ۸۰ درصد از زمان را تحت تنش خمشی کاملاً معکوس 40000 psi کار کرده است. اگر مشخصات ماده این قطعه به صورت $\sigma_e = 33000 \text{ psi}$ و $\sigma_u = 81000 \text{ psi}$ باشد، با استفاده از معادله باسکوین عمر انتظاری این قطعه را برحسب سیکل تعیین کنید.

۴-۵۴ می‌خواهیم یک قطعه ماشین طوری طراحی کنیم که دارای عمر محدود ۲۰۰۰۰۰ سیکل باشد. این قطعه ماشین ۳۰٪ یعنی ۶۰۰۰۰ سیکل از عمر خود را تحت تنش خمشی کاملاً معکوس 700 MPa و ۶۰٪ یعنی ۱۲۰۰۰۰ سیکل از عمر خود را تحت تنش 575 MPa کار می‌کند. اگر $\sigma_e = 550 \text{ MPa}$ و $\sigma_v = 1240 \text{ MPa}$ باشد، با استفاده از معادله باسکوین مقدار تنشی را که می‌توان در بقیه عمر این قطعه، بر آن وارد کرد بدست آورید. بقیه عمر قطعه برابر با ۲۰۰۰۰ سیکل است.

۴-۵۵ یک نقطه بحرانی از یک قطعه ماشین تحت یک بار پیوسته قرار گرفته است. بار وارد بر قطعه، حالت تنش سه محوری زیر را در آن به وجود آورده است.

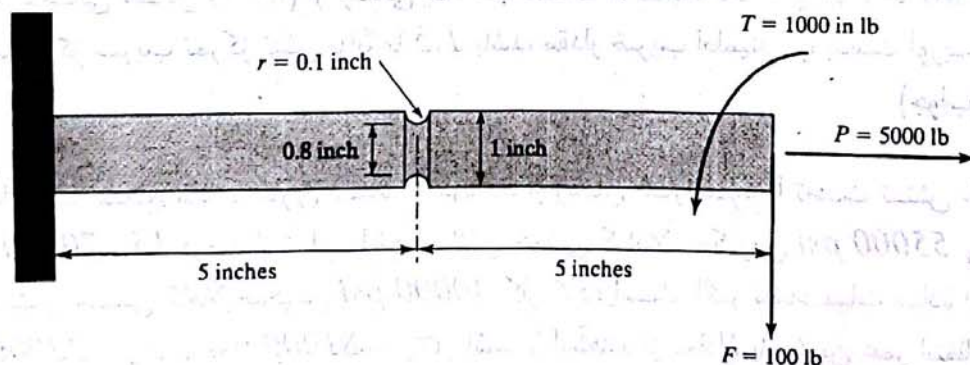
$$\begin{bmatrix} 200 & 100 & 130 \\ 100 & 300 & 60 \\ 130 & 60 & 400 \end{bmatrix} MPa$$

تنش نقطه تسلیم ماده این قطعه برابر با $\sigma_{yp} = 800 MPa$ است. (الف) تنش‌های قائم اصلی را به دست آورید. (ب) با فرض $N_{fs} = 2.0$ ، آیا این قطعه بر اساس تئوری تنش برشی ماکزیمم تخریب خواهد شد یا نه؟

۴-۵۶ یک قطعه ماشین ابتدا به مدت $n_1 = 4.8 hr$ تحت بار عادی خود کار می‌کند. سپس بار عادی آنرا برداشته و آن را به مدت $n_2 = 7.2 hr$ تحت یک بار سنگین تر قرار می‌دهند تا اینکه تخریب می‌شود. عمر N_2 این قطعه تحت یک بار آزمایشی سنگین برابر با $7.5 hr$ است. عمر N_1 آن را تحت بار عادی خود به دست آورید. (جواب) $N_1 = 120 hr$

۴-۵۷ یک قطعه ماشین ابتدا به مدت $n_1 = 49.5 hr$ تحت بار عادی خود کار می‌کند. سپس بار عادی آنرا برداشته و آن را به مدت $n_2 = 49.5 hr$ تحت بار سنگین تر قرار می‌دهند تا اینکه تخریب می‌شود. عمر N_2 این قطعه تحت یک بار آزمایشی سنگین برابر با $50 hr$ است. عمر N_1 آن را تحت بار عادی خود به دست آورید. (جواب) $N_1 = 4950 hr$

۴-۵۸ میله گرد شکل (۴-۶۵) به صورت یکسر آزاد مطابق شکل به دیواری نصب شده است. تنش نقطه تسلیم ماده تیر برابر با $\sigma_{yp} = 60000 psi$ و $N_{fs} = 2.5$ است. (الف) به ازای تنش یاد شده، کدام نقاط تیر دارای حالت بحرانی است؟ (ب) با استفاده از تئوری انرژی آشفستگی ماکزیمم تعیین کنید در کدامیک از نقاط بحرانی، قطعه مورد نظر تخریب می‌شود.



شکل ۴-۶۵

۴-۵۹ میله ای با سطح ماشینکاری شده مفروض است. این میله فاقد تمرکز تنش است و بار $P_{min} = 20000 lb$ و $P_{max} = 50000 lb$ تحت کشش یکنواخت قرار داده است. ماده این میله دارای تنش حد پارگی $\sigma_{ult} = 90000 psi$ است. ضریب اطمینان میله برابر با 1.5 است. با استفاده از شکل (۴-۲۶)، حد تحمل میله را به دست آورید. مساحت مقطع میله را طوری تعیین کنید که بطور مطمئن و پیوسته کار کند.

۴-۶۰ مسئله ۴-۵۹ را دوباره حل کنید. این بار فرض کنید در نقطه تخریب انتظاری دارای ضریب تمرکز تنش 1.42 باشد. (جواب) $A = 1.523 in^2$

۴-۶۱ قطعه ای با سطح نورد شده دارای مشخصات $\sigma_{ult} = 110000 \text{ psi}$ و $\sigma_{yp} = 85000 \text{ psi}$ است. برای این قطعه، ضریب تمرکز تنش برابر با ۱.۲ و ضریب اطمینان برابر با ۱.۷۵ است. با فرض $q = 1.0$ ، (الف) مساحت مقطع قطعه را طوری تعیین کنید که بار کششی پیوسته 20000 lb را تحمل کند. (ب) حد تحمل قطعه را از شکل (۴-۲۶) به دست آورده و مساحت مقطع قطعه را طوری تعیین کنید که تحت یک بار متغیر و پیوسته کار کند، حد پایین بار وارده را 19000 lb و حد بالای آن را 21000 lb فرض کنید. (ج) مساحت مقطع قطعه را در صورتی که بار پیوسته از 18000 lb به 22000 lb تغییر کند بدست آورید.

(جواب) (الف) $A = 0.412 \text{ in}^2$ ؛ (ب) $A = 0.388 \text{ in}^2$ ؛ (ج) $A = 0.458 \text{ in}^2$.

۴-۶۲ یک قطعه فولادی با سطح سنگ زنی شده دارای مقاومت کششی 90000 psi و تنش حد تحمل 40000 psi است. (الف) مقادیر ثابتهای A و B را برای معادله باسکوین به دست آورید. (ب) به ازای بارگذاری $\sigma_{ave} = 27050 \text{ psi}$ و $\sigma_r = 20020 \text{ psi}$ و ضریب تمرکز تنش ۱.۵، مقدار σ_r یا تنش کاملاً معکوس معادل را حساب کنید. (ج) برای بارگذاری قسمت (ب) تعداد سیکل تنش کاملاً معکوس لازم برای تخریب قطعه را به دست آورید. (جواب) سیکل تنش معکوس $L = 500072$ ؛ $\sigma_r = 42934 \text{ psi}$.

۴-۶۳ جنس قطعه ای همانند مسئله ۴-۶۲ دارای مشخصات $\sigma_{ult} = 90000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 40000 \text{ psi}$ است. همچنین سطح قطعه سنگ زنی شده است. نقطه ای که تخریب انتظاری ممکن است در آن اتفاق افتد دارای ضریب تمرکز تنش $K = 1.5$ است. بارگذاری به صورت زیر است

36% از زمان کار	$\sigma_{avg} = 21000 \text{ psi}$ ؛ $\sigma_r = 21300 \text{ psi}$
49% از زمان کار	$\sigma_{avg} = 39000 \text{ psi}$ ؛ $\sigma_r = 15480 \text{ psi}$
15% از زمان کار	$\sigma_{avg} = 31000 \text{ psi}$ ؛ $\sigma_r = 20850 \text{ psi}$

(الف) تنشهای کاملاً معکوس معادل هر کدام از تنشهای بالا را تعیین کنید.

(ب) عمر قطعه را در حالتی که فقط یکی از تنشها اعمال شود پیدا کنید. همچنین عمر N انتظاری کل قطعه را بدست آورید. (جواب) سیکل $N = 499921$.

۴-۶۴ قطعه ای به مشخصات $\sigma_{ult} = 90000 \text{ psi}$ و $\sigma_e = 40000 \text{ psi}$ با سطح سنگ زنی شده مفروض است. می‌خواهیم روی این قطعه یک آزمایش کوتاه مدت انجام دهیم. فرض کنید ابتدا تنش معکوس شونده $\sigma_{R_1} = 42934 \text{ psi}$ به اندازه $n_1 = 20000$ سیکل وارد شود. سپس این تنش به $\sigma_{R_2} = 56000 \text{ psi}$ افزایش داده می‌شود و $n_2 = 35628$ سیکل اعمال می‌شود و در آخرین سیکل قطعه تخریب می‌گردد. عمر انتظاری N_1 قطعه را پیدا کنید.

۴-۶۵ مقاومت کششی یک قطعه فولادی 90000 psi و حد تحمل آن 33000 psi و سطح آن ماشینکاری شده است.

(الف) اگر بارگذاری آن طوری باشد که عمر آن محدود باشد، مقدار ثابتهای A و B را پیدا کنید. (ب) به ازای $\sigma_{ave} = 30000 \text{ psi}$ ، $\sigma_r = 16565 \text{ psi}$ و $K = 1.4$ مقدار σ_R یا تنش کاملاً معکوس معادل را پیدا کنید. (ج) اگر تنشهای قسمت (ب) اعمال شود عمر انتظاری قطعه را برحسب تعداد سیکل این تنشها به دست آورید.

۴-۶۶ قطعه مسئله ۴-۶۵ را در نظر بگیرید. فرض کنید بارهای وارد بر آن به ترتیب زیر باشند

$$0.45 \text{ از زمان کار } \sigma_m = 29000 \text{ psi}; \sigma_r = 16216 \text{ psi};$$

$$0.30 \text{ از زمان کار } \sigma_m = 35000 \text{ psi}; \sigma_r = 14830 \text{ psi};$$

$$0.25 \text{ از زمان کار } \sigma_m = 42000 \text{ psi}; \sigma_r = 14147 \text{ psi};$$

تعداد سیکل انتظاری (N) تا تخریب شدن قطعه را پیدا کنید. (جواب) سیکل $N = 666688$

۴-۶۷ قطعه ای با مقاومت کششی 90000 psi و حد تحمل 33000 psi با سطح ماشینکاری شده مفروض است. می‌خواهیم یک آزمایش کوتاه مدت روی این قطعه انجام دهیم. فرض کنید این قطعه ابتدا $n_1 = 30000$ سیکل از تنش $\sigma_{R1} = 34786 \text{ psi}$ را تحمل کند، سپس تا لحظه تخریب 39074 سیکل از تنش $\sigma_{R2} = 50000 \text{ psi}$ را تحمل کند. عمر انتظاری این قطعه را به ازای تنش $\sigma_{R1} = 34786 \text{ psi}$ به دست آورید.

۴-۶۸ (الف) میله ای از جنس فولاد نورد 1045 به ابعاد $1 \times 3 \text{ in.}$ تحت نیروی کششی ساده 50000 lb قرار گرفته است. ضریب اطمینان قطعه را بر اساس مقاومت تسلیم پیدا کنید.

(ب) اگر این میله به طور پیوسته تحت بار $P_{max} = 50000 \text{ lb}$ و $P_{min} = 40000 \text{ lb}$ کار کند و $K = 1.5$ باشد، ضریب اطمینان آنرا تعیین کنید. (ج) قسمت (ب) را به ازای $P_{max} = 50000 \text{ lb}$ و $P_{min} = 30000 \text{ lb}$ تکرار کنید. (جواب) (الف) $F_s = 2.7$ ؛ (ب) $F_s = 2.07$ ؛ (ج) $F_s = 1.31$

۴-۶۹ (الف) میله ای از فولاد نورد گرم 1045 ساخته شده است. ابعاد این میله $3/4 \times 3 \text{ in.}$ است و تحت نیروی کششی ساده 40000 lb قرار دارد. براساس مقاومت تسلیم، ضریب اطمینان آنرا بدست آورید. (ب) اگر این میله تحت بار پیوسته $P_{max} = 40000 \text{ lb}$ و $P_{min} = 30000 \text{ lb}$ قرار گرفته و $K = 1.5$ باشد، ضریب اطمینان میله را تعیین کنید. (ج) قسمت (ب) را با فرض $P_{max} = 40000 \text{ lb}$ و $P_{min} = 20000 \text{ lb}$ حل کنید. (جواب) (الف) $F_s = 2.53$ ؛ (ب) $F_s = 3.01$ ؛ (ج) $F_s = 2.07$

۴-۷۰ تیری را به روش ماشینکاری از فولاد 4340 ساخته اند. این تیر را پس از سرمایش در روغن تا دمای 705°C گرم کرده اند.

(الف) اگر این تیر تحت تنش خمشی پیوسته 207 MPa قرار گرفته و ضریب اطمینان آن 2.0 باشد، با استفاده از تئوری تنش برشی ماکزیمم تخریب، تعیین کنید که آیا این تیر بار وارده را به طور مطمئن تحمل خواهد کرد یا نه؟

(ب) فرض کنید این تیر تحت بار سیکلی $\sigma_{max} = 207 \text{ MPa}$ و $\sigma_{min} = 177 \text{ MPa}$ قرار بگیرد و $K_r = 1.2$ باشد. اگر ضریب اطمینان 2.0 باشد، با استفاده از معادله سادر برگ تعیین کنید که این تیر به طور مطمئن بار یاد شده را تحمل خواهد کرد یا نه؟

۴-۷۱ تیری به روش ماشینکاری از فولاد 8640 ساخته شده است. این تیر پس از سرمایش در روغن، تا دمای 425°C گرم (تمپره) شده است. (الف) فرض کنید این تیر تحت تنش خمشی پیوسته 550 MPa قرار گرفته و ضریب اطمینان آن 2.0 باشد. با استفاده از تئوری تنش خمشی ماکزیمم تخریب، تعیین کنید که تیر بار وارده را به طور مطمئن تحمل خواهد کرد یا نه؟ (ب) فرض کنید تیر تحت بار سیکلی با $\sigma_{max} = 550 \text{ MPa}$ و $\sigma_{min} = 150 \text{ MPa}$ قرار گرفته و $K_r = 1.2$ باشد. اگر ضریب اطمینان برابر با 2.0 باشد، با استفاده از معادلات گودمن تعیین کنید که آیا تیر بار وارده را به طور مطمئن تحمل خواهد کرد یا نه؟