



مدرس‌ان شریف

فصل اول

«اصول طراحی اجزای ماشین»

در این فصل به اصول طراحی قطعات ماشین پرداخته می‌شود. طراحی اجزاء و قطعات ماشین می‌بایستی منطبق بر اصول علمی و عملی و با لحاظ نمودن ضریب اطمینان انجام گردد تا قطعه و مکانیزم به دست آمده قابلیت استفاده مطمئن را داشته باشد. بارگذاری روی هر قطعه یا سیستم می‌تواند به صورت ایستا یا خستگی باشد. طراحی اجزای ماشین برای هر یک از انواع این بارگذاری‌ها دارای اصول مشخصی می‌باشد که در این فصل ابتدا به طراحی اجزای ماشین تحت اثر انواع بارگذاری‌های استاتیکی (بخش اول) و سپس به روش‌های طراحی اجزای ماشین تحت اثر بارگذاری‌های دینامیکی (بخش دوم) پرداخته می‌شود.

بخش اول: طراحی استاتیکی اجزا

مقدماتی از مقاومت مصالح کاربردی

الف) تنش با توزیع یکنواخت

در طراحی، اغلب تنش با توزیع یکنواخت فرض می‌گردد، با توجه به نحوه و چگونگی اعمال بار خارجی بر جسم مورد بررسی در بارگذاری‌ها، این تنش‌ها به نام‌های کششی، فشاری یا برشی خالص خوانده می‌شوند. فرض یکنواختی تنش به این معناست که اگر قطعه را به دو قسمت تقسیم کنیم، اثر تنش با نیروی یکنواخت گسترده‌ای به اندازه $\sigma \cdot A$ جایگزین می‌شود که به ابتدای قسمت قطع شده اعمال می‌شود. بنابراین به تنش σ ، تنش یکنواخت گسترده گفته شده و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

در صورتی می‌توان تنش را با توزیع یکنواخت فرض کرد که موارد زیر رعایت شود:

- ۱- قطعه مستقیم و از ماده همگن باشد.
- ۲- خط اثر نیرو بر مرکز سطح مقطع منطبق باشد.
- ۳- قسمت تحت بررسی از دو سر میله و از هر ناپیوستگی یا تغییر ناگهانی در مقطع و محل اعمال نیروها دور باشد.

ب) کرنش کشسان (کرنش الاستیک)

وقتی قطعه مستقیمی تحت بار محوری و کششی قرار گیرد، طول آن افزایش می‌یابد. نسبت افزایش طول به طول واحد، کرنش محوری نامیده می‌شود. بر

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

اساس تعریف فوق، کرنش محوری (عمودی) از رابطه مقابل محاسبه می‌گردد:

δ افزایش طول کلی (کرنش کلی) میله در طول L است.

کرنش برشی (γ)، تغییر در زاویه قائم‌المان، زمانی که قطعه تحت تنش برشی قرار گرفته است، می‌باشد. خاصیت کشسانی ماده، خاصیتی است که آن را قادر می‌سازد پس از برداشتن بار، شکل و اندازه اولیه خود را باز یابد. قانون هوک بیان می‌کند که در محدوده الاستیک، تنش در هر ماده با کرنش متناظر آن متناسب است. یک ماده کشسان لزوماً از قانون هوک پیروی نمی‌کند، چون ممکن است برخی مواد بدون در نظر گرفتن شرط حدی (متناسب بودن تنش با کرنش)، به شکل اولیه خود باز گردند. از طرف دیگر، ماده‌ای که از قانون هوک پیروی می‌کند کشسان است. طبق قانون هوک برای تنش‌های محوری و برشی، می‌توان نوشت:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \text{و} \quad \tau = G \cdot \gamma$$

E و G ثابت‌های تناسب‌اند. چون کرنش‌ها اعدادی بدون واحد (یکا) هستند، لذا یکاهای E و G همان یکاهای تنش‌اند. ثابت E مدول کشسانی و ثابت G مدول کشسانی برشی و گاهی مدول صلابت نامیده می‌شود. E و G اعدادی هستند که نشان‌دهندهٔ سفتی یا صلابت ماده می‌باشند، این دو ثابت نشان‌دهندهٔ خواص اصلی ماده‌اند.

باجایگذاری $\sigma = \frac{F}{A}$ و $\epsilon = \frac{\delta}{L}$ در رابطه هوک و مرتب کردن آن، معادلهٔ تغییر شکل کلی میلهٔ تحت بار محوری کششی یا فشاری به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \Rightarrow \frac{F}{A} = E \cdot \frac{\delta}{L} \Rightarrow \delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

آزمایش‌ها نشان می‌دهند وقتی ماده‌ای تحت کشش قرار می‌گیرد، نه تنها کرنش محوری خواهد داشت بلکه کرنش عرضی نیز دارد. پواسون نشان داد که این دو کرنش در گستره‌ای که قانون هوک حاکم است (محدودهٔ الاستیک) با یکدیگر متناسب‌اند. نسبت این دو کرنش به ترتیب زیر بیان می‌شود:

$$\nu = - \frac{\text{کرنش عرضی}}{\text{کرنش محوری}}$$

که نسبت پواسون نام دارد. روابط مشابهی برای بارگذاری فشاری به کار می‌روند، با این تفاوت که در این مورد انبساط جانبی صورت می‌گیرد.

می‌توان نشان داد که برای ماده خطی، ایزوتروپیک و همگن سه ثابت کشسان با یکدیگر به صورت روبه‌رو در ارتباطند:

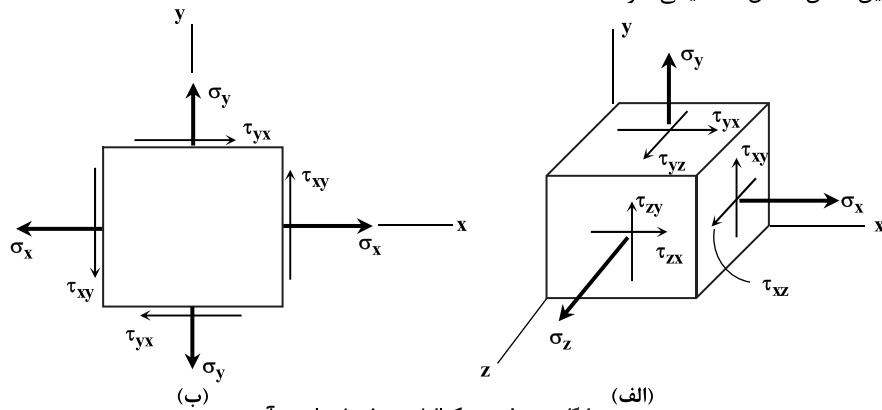
$$E = 2G(1 + \nu)$$

پ) تحلیل تنش

همان‌گونه که می‌دانید اعمال بارهای خارجی باعث ایجاد تنش‌های داخلی در قطعه می‌شوند. هدف این بحث معرفی این تنش‌هاست.

شکل زیر (الف) یک المان سه بعدی را با سه تنش عمودی σ_x ، σ_y و σ_z و شش تنش برشی τ_{xy} ، τ_{yx} ، τ_{yz} ، τ_{zy} ، τ_{zx} و τ_{xz} که همگی مثبت می‌باشند، نشان می‌دهد. این المان تعادل استاتیکی دارد، لذا:

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \tau_{yx} \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} \\ \tau_{zx} = \tau_{xz} \end{cases}$$



شکل ۱. وضعیت یک المان و تنش‌های وارد به آن

تنش‌های عمودی رو به خارج و تنش‌های برشی که در جهت مثبت محور مختصات به المان اثر می‌کنند مثبت در نظر گرفته می‌شوند. اولین زیرنماد هر مؤلفهٔ تنش برشی، نشان‌دهندهٔ محور عمود بر وجهی از جزء است که این مؤلفه در آن قرار دارد، دومین زیرنماد نشانگر محوری است که مؤلفهٔ تنش برشی با آن موازی است. وجوه منفی جزء، دارای تنش‌های برشی در جهت مخالفاند که این تنش‌ها نیز مثبت در نظر گرفته می‌شوند.

در شکل فوق (ب) حالتی از تنش دو محوری یا صفحه‌ای نشان داده شده است. در این حالت فقط تنش‌های عمودی مثبت یا منفی در نظر گرفته می‌شوند. علامت مؤلفه‌های تنش برشی با حرکت عقربه‌های ساعت مشخص می‌شود. به این ترتیب در شکل، τ_{xy} پادساعتگرد (CCW) و منفی و τ_{yx} ساعتگرد (CW) و مثبت می‌باشد.

ت) تنش‌های اصلی در بارگذاری دو محوری (صفحه‌ای)

فرض کنید که یک المان سه بعدی را صفحهٔ مایلی که با محور y زاویهٔ ϕ می‌سازد قطع کند. بر این مقطع تنش‌های σ و τ وارد می‌شوند که با جمع نیروهای حاصل از مؤلفه‌های تنش و مساوی صفر قرار دادن آنها، تنش‌های σ و τ به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi + \tau_{xy} \sin 2\phi$$

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

با مشتق‌گیری از رابطه اول نسبت به ϕ و برابر صفر قرار دادن آن نتیجهٔ مقابل به دست می‌آید:

$$\tan 2\phi = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

معادلهٔ فوق دو مقدار ویژه برای زاویهٔ 2ϕ تعریف می‌کند؛ یکی تنش عمودی بیشینه (ماکزیمم) σ_1 و دیگری تنش عمودی کمینه (مینیمم) σ_2 ،

که این دو تنش، تنش‌های اصلی و جهت‌های آن جهات اصلی نامیده می‌شوند. زاویه بین جهات اصلی 90° است.

مقدار این تنش‌های اصلی که در جهات اصلی به وجود می‌آیند برابر است با:

$$\sigma_1 \text{ و } \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

با مشتق‌گیری از رابطه تنش برشی نسبت به ϕ در صفحه مایل و برابر صفر قرار دادن آن خواهیم داشت:

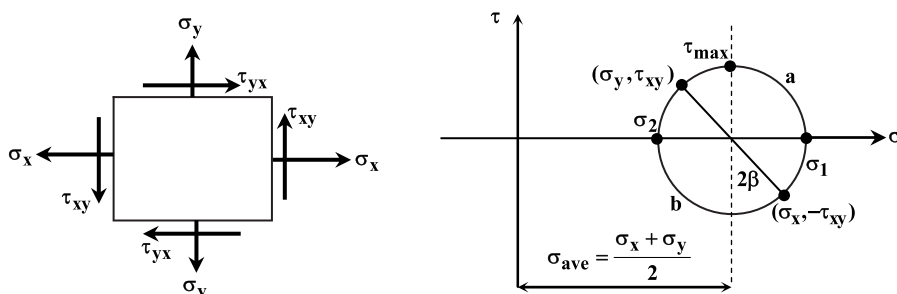
$$\tan 2\phi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}$$

از رابطه فوق دو مقدار برای 2ϕ به دست می‌آید که در آن زوایا، تنش‌های برشی (τ) به مقدار ماکزیمم (حداکثر) خود می‌رسند. این دو مقدار ماکزیمم (حداکثر) تنش‌های برشی برابرند با:

$$\tau_1 \text{ و } \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

ث) دایره موهر

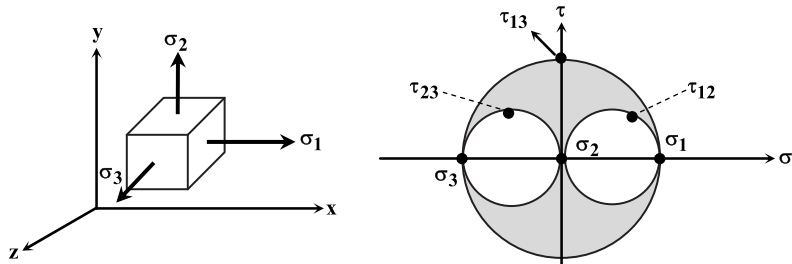
دایره موهر یک روش ترسیمی برای تعیین مقادیر تنش‌های اصلی و حداکثر تنش برشی است. دایره موهر در تنش دو بعدی که روابط آن در قسمت قبل بیان شد مطابق شکل زیر ترسیم می‌شود، برای کار با دایره موهر، المانی را مطابق شکل زیر در نظر می‌گیریم.



شکل ۳. نحوه ترسیم دایره موهر در تنش دو محوری

توجه داشته باشید که علامت تنش قائم کششی مثبت و علامت تنش قائم فشاری منفی در نظر گرفته می‌شود، همچنین در دایره موهر در صورتی که τ المان را در جهت حرکت عقربه‌های ساعت بچرخاند، علامت آن مثبت و اگر در خلاف جهت حرکت عقربه‌های ساعت بچرخاند، علامت آن منفی در نظر گرفته می‌شود.

هنگام رسم دایره موهر در تنش سه محوری که شامل سه دایره مماس با هم می‌باشند، تنش‌های اصلی σ_N و τ_N طوری مرتب می‌شوند که داشته باشیم: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. برای هر صفحه موردنظر که المان را قطع می‌کند، مختصات تنش σ_N و τ_N همواره در ناحیه سایه‌دار قرار می‌گیرد.



شکل ۴. دایره موهر در تنش سه محوری

مطابق شکل باید توجه کرد که اگر مقادیر تنش‌های اصلی در یک المان سه بعدی مشخص باشند ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$) در آن صورت مقدار تنش برشی

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

حداکثر (مطلق) در این المان برابر است با:

در حالت عمومی تنش سه بعدی (تنش سه محوری)، یک المان شش وجهی، سه جهت اصلی و سه تنش اصلی (σ_1 ، σ_2 و σ_3) وجود دارد. برای مشخص کردن تنش سه بعدی به شش مؤلفه تنش نیاز می‌باشد. از حل معادله درجه سوم زیر می‌توان به آن‌ها دست یافت:

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0$$

با حل معادله فوق برای حالت مشخصی از تنش، می‌توان تنش‌های اصلی را به دست آورد.

ج) روابط تنش - کرنش

روش‌های تجربی زیادی وجود دارند که از آن‌ها می‌توان برای اندازه‌گیری کرنش استفاده کرد. بنابراین، اگر رابطه بین تنش و کرنش شناخته شود، تنش در یک نقطه پس از اندازه‌گیری کرنش آن محاسبه می‌شود. کرنش‌های اصلی، کرنش‌هایی هستند که در جهت تنش‌ها ایجاد می‌شوند، کرنش‌های برشی دقیقاً مانند تنش‌های برشی بر روی وجوهی از اجزاء که در امتداد جهت‌های اصلی قرار گرفته‌اند صفر می‌باشند. با استفاده از رابطه پواسون سه کرنش

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \epsilon_2 = -\nu\epsilon_1, \quad \epsilon_3 = -\nu\epsilon_1$$

اصلی مربوط به حالت تنش تک محوری عبارتند از:

از علامت منفی، برای نمایش کرنش‌های فشاری استفاده می‌شود. توجه کنید، در حالتی که تنش تک محوری می‌باشد، کرنش سه محوری است.

چ) تنش دو محوری

برای تنش دو محوری، σ_1 و σ_2 مقادیر مشخص و σ_3 صفر در نظر گرفته می‌شوند. کرنش‌های اصلی با استفاده از رابطه هوک و به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon_3 = -\frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$$

روابط فوق کرنش‌های اصلی را بر حسب تنش‌های اصلی نشان می‌دهند. ولی حالت معمول بر عکس است. برای یافتن σ_1 ، ν در ε_2 ضرب و دو معادله اول با یکدیگر جمع می‌شوند، لذا:

$$\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} + \frac{\nu\sigma_2}{E} - \frac{\nu^2\sigma_1}{E} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_1 = \frac{E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2)}{1 - \nu^2} \\ \sigma_2 = \frac{E(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1)}{1 - \nu^2} \end{cases}$$

برای حل این معادله به خاطر داشته باشید که تنش یا کرنش کششی با علامت مثبت و تنش یا کرنش فشاری با علامت منفی در نظر گرفته می‌شوند.

ح) تنش سه محوری

به حالتی از تنش که در آن هیچ‌کدام از تنش‌های اصلی صفر نباشند، تنش سه محوری می‌گویند. در این مورد، کرنش‌های اصلی عبارتند از:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E}, \quad \varepsilon_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$$

ضمناً تنش‌های اصلی بر حسب کرنش‌ها عبارتند از:

$$\sigma_1 = \frac{E\varepsilon_1(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_2 + \varepsilon_3)}{1-\nu-2\nu^2}, \quad \sigma_2 = \frac{E\varepsilon_2(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_3)}{1-\nu-2\nu^2}, \quad \sigma_3 = \frac{E\varepsilon_3(1-\nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{1-\nu-2\nu^2}$$

خ) تنش‌های عمودی در خمش

شکل مقابل قسمتی از تیری را نشان می‌دهد که گشتاور خمشی (مثبت) M بر آن اعمال می‌شود. محور y ، محور تقارن است. محور x بر محور خنثی تیر منطبق است و صفحه xz که شامل تمام محورهای خنثی مقطع‌ها است، صفحه خنثی نامیده می‌شود. اجزای تیر که بر این صفحه منطبق‌اند، دارای کرنش صفر هستند.

اعمال گشتاور مثبت، باعث خم شدن سطح فوقانی تیر به سمت پایین و انحنای محور خنثی می‌شود، اگر

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

شعاع انحنای محور خنثی را ρ در نظر بگیریم، با توجه به تعریف انحنا داریم:

E مدول یانگ و I گشتاور دوم سطح حول محور خنثی می‌باشند.

تنش خمشی حاصل در یک تیر، تحت تأثیر بار خمشی عبارت است از:

تنش خمشی σ ، با فاصله y از محور خنثی و گشتاور خمشی M نسبت مستقیم دارد.

ضمناً ماکزیمم تنش خمشی از روابط روبه‌رو به دست می‌آید:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I/C} \quad \text{و} \quad \sigma = \frac{M}{S}$$

$S = I/C$ را مدول مقطع (اساس مقطع) می‌نامند و در آن C بیشترین فاصله (y) از محور خنثی می‌باشد.

د) تنش‌های برشی در تیرها

شکل زیر تیری با مقطع ثابت را نشان می‌دهد که در معرض نیروی برشی V و گشتاور خمشی M قرار گرفته است. همان‌گونه که از استاتیک می‌دانید، نیروی برشی و گشتاور خمشی به

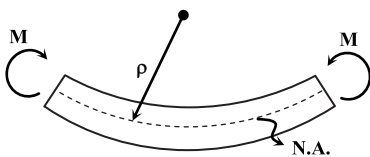
$$V = \frac{dM}{dx}$$

صورت معادله مقابل ارتباط دارند:

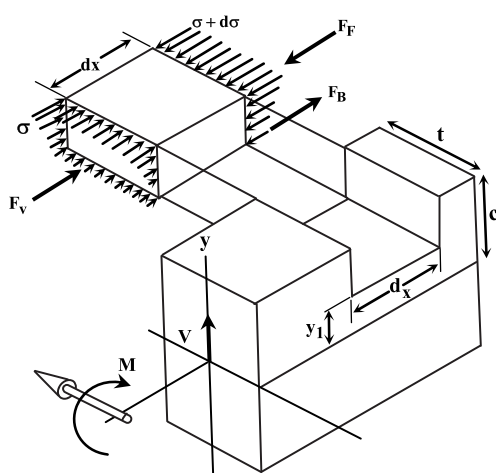
در نقطه‌ای از طول تیر، مقطع عرضی به طول dx را به فاصله y_1 بالای محور خنثی برش می‌دهیم (در شکل نشان داده شده است). گشتاور M تنش عمودی (σ) را ایجاد می‌کند. این تنش‌ها، نیروهای عمودی را بر وجوه قائم جزء ایجاد می‌کنند که باعث به وجود آمدن نیروی برشی می‌شود، این نیروی برشی، تنش برشی (τ) را در تیر پدید می‌آورد.

مقدار تنش برشی حاصل از اثر گشتاور خمشی در چنین تیری برابر است با:

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I t}, \quad Q = \int_{y_1}^c y_1 dA, \quad I = \iint y^2 \cdot dA$$



شکل ۵. تیر تحت بار خمشی خالص



شکل ۶. المان تحت تأثیر نیروی برشی و گشتاور خمشی

در هنگام استفاده از این رابطه، توجه کنید که t طول خطوط برش زده می‌باشد. همچنین I گشتاور دوم مساحت تمام مقطع نسبت به محور خنثی و Q گشتاور اول سطح فرضی جدا شده می‌باشد.

(ذ) بارگذاری پیچشی

هر بردار گشتاوری که هم‌راستا با محور یک جزء مکانیکی باشد بردار گشتاور پیچشی نامیده می‌شود، زیرا این گشتاور باعث پیچیدن آن جزء، حول محور x می‌شود. به میله‌ای که تحت چنین گشتاوری قرار گیرد، میله تحت پیچش گویند.

همان‌طور که در شکل زیر نشان داده شده است، گشتاور پیچشی (T) وارد به میله می‌تواند با رسم پیکان‌هایی بر روی سطح میله برای نشان دادن جهت یا با رسم بردارهای پیچشی در امتداد محور پیچش میله، مشخص شود.

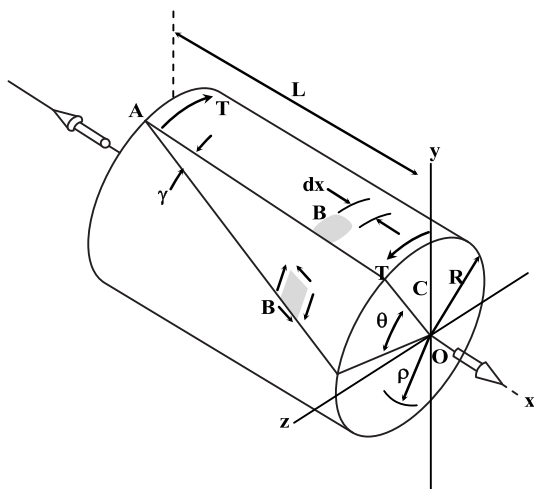
مقدار زاویه پیچشی شفت (میله با مقطع دایره‌ای توپر) برابر است با:

$$\phi = \frac{T \cdot L}{G \cdot J}$$

که در آن، T گشتاور پیچشی، L طول شفت، G مدول صلابت و J گشتاور دوم قطبی سطح می‌باشند.

برای میله گرد و توپر، تنش برشی در مرکز سطح مقطع صفر و بر روی سطح بیرونی آن بیشینه (ماکزیمم) است. توزیع این تنش برشی با شعاع ρ متناسب است و مقدار این تنش برشی برابر است با:

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{J}$$



شکل ۷. شفت تحت اثر بارگذاری پیچشی

چنانچه شعاع سطحی بیرونی را با R نشان دهیم، داریم:

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot R}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

معادله فوق فقط برای قطعات با مقطع دایره کاربرد دارد. ضمناً برای مقطع دایره توپر، گشتاور قطبی سطح (J)، عبارت است از:

$$J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)$$

d قطر میله است. برای مقطع دایره تو خالی (J) از رابطه مقابل محاسبه می‌شود:

که در آن، d_i قطر درونی و d_o قطر خارجی می‌باشند.

$$H = T\omega = \frac{\tau \pi n T}{\rho} \quad \text{و} \quad T = 9/55 \frac{H}{n}$$

روابط محاسبه میزان توان قابل انتقال توسط یک شفت تحت اثر بارگذاری پیچشی عبارتند از:

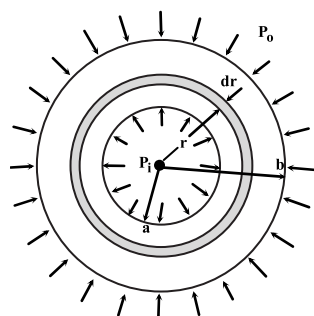
که در آن، H توان قابل انتقال بر حسب وات (W)، T گشتاور پیچشی بر حسب نیوتن متر ($N \cdot m$)، ω سرعت زاویه‌ای محور بر حسب رادیان بر ثانیه و n و $\left(\frac{\text{rad}}{s}\right)$ سرعت چرخش محور بر حسب دور بر دقیقه (Rpm) می‌باشند.

(ر) تنش در استوانه‌ها و مخازن جدار ضخیم

مخزن‌های تحت فشار استوانه‌ای، سیلندرهای هیدرولیک، لوله‌های توپ و لوله‌های انتقال مایعات در فشارهای بالا به عنوان نمونه‌هایی از مخازن تحت فشار استوانه‌ای می‌باشند که دارای تنش‌های مماسی و شعاعی هستند. در تعیین تنش شعاعی (σ_r) و تنش مماسی (σ_t)، فرض می‌کنیم طولی شدن طولی دور تا دور محیط استوانه ثابت است. به عبارت دیگر، مقطع عمودی استوانه پس از تنش‌گذاری، مسطح باقی می‌ماند.

شعاع درونی استوانه را با a ، شعاع بیرونی را با b ، فشار درونی را با P_i و فشار بیرونی را با P_o مشخص می‌کنیم. حال می‌توان نشان داد که مقادیر تنش‌های مماسی و شعاعی برابرند با:

$$\sigma_t = \frac{P_i a^2 - P_o b^2 - a^2 b^2 (P_o - P_i) / r^2}{b^2 - a^2}, \quad \sigma_r = \frac{P_i a^2 - P_o b^2 + a^2 b^2 (P_o - P_i) / r^2}{b^2 - a^2}$$

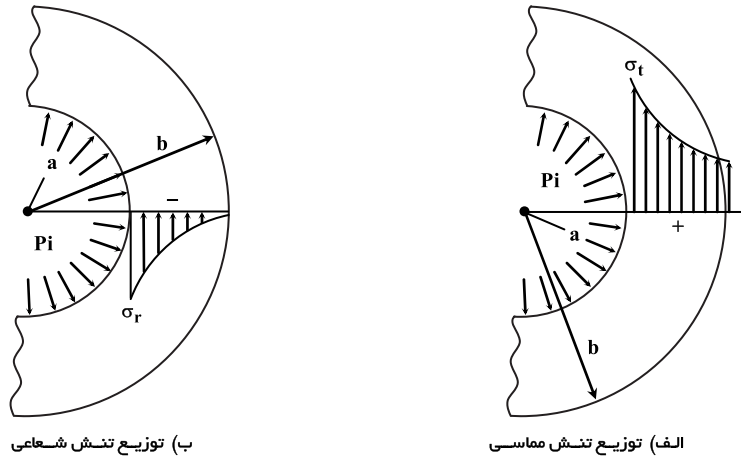


شکل ۸. مخزن استوانه‌ای جدار ضخیم تحت فشار

شکل روبه‌رو، استوانه‌ای را که تحت هر دو فشار درونی و بیرونی قرار گرفته است نمایش می‌دهد. در معادله‌های بالا، تنش‌های مثبت، کششی و تنش‌های منفی، فشاری‌اند. تنش‌های فوق برای زمانی که فشار بیرونی مخزن صفر می‌باشد، ($P_o = 0$) عبارتند از:

$$\sigma_t = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right), \quad \sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right)$$

ضمناً در چنین مخازنی توزیع تنش‌های شعاعی و مماسی، با فرض فشار خارجی صفر ($P_0 = 0$)، به صورت زیر می‌باشد:



شکل 9. توزیع تنش‌های مماسی و شعاعی در دیواره مخازن جدار ضخیم

تنش‌های سطح بیرونی استوانه‌ای که فقط تحت فشار بیرونی قرار گرفته ($P_i = 0$) به روش مشابه و به صورت زیر به دست می‌آید:

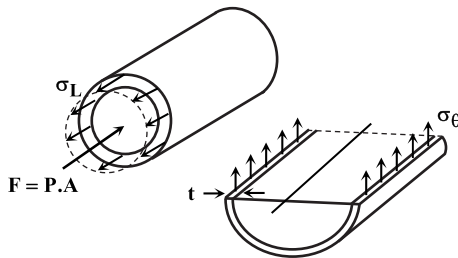
$$\sigma_t = -P_0 \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}, \quad \sigma_r = -P_0$$

در چنین مخازنی تنش‌های طولی زمانی به وجود می‌آیند که واکنش‌های دو سر مخزن در برابر فشار، توسط خود مخزن تحمل شوند. مقدار این تنش به صورت روبه‌رو محاسبه می‌شود:

$$\sigma_L = \frac{P_i \cdot a^2}{b^2 - a^2}$$

باید توجه داشت که روابط محاسبه انواع تنش در مخازن تحت فشار، فقط برای مقاطع با فاصله زیاد از دو سر مخزن به کار می‌رود.

ز) مخازن جدار نازک



شکل 10. شماتیک یک مخزن استوانه‌ای جدار نازک

مخازنی که ضخامت دیوار یا گوشت دیواره‌شان از $\frac{1}{10}$ قطر متوسط یا $\frac{1}{10}$ شعاع متوسط آن‌ها کمتر است، تحت عنوان مخازن جدار نازک طبقه‌بندی می‌شوند. تنش‌ها در مخازن استوانه‌ای جدار نازک که تحت فشار ثابت P قرار دارند در دو جهت طولی و محیطی تجزیه می‌شوند. با توجه به اشکال روبه‌رو برای به دست آوردن این تنش‌ها مخزن را در جهت هر یک از محورهای طولی یا محیطی برش زده و تنش‌های حاصله از رابطه تعادل نیروها به دست می‌آیند که در آن: r و D به ترتیب شعاع و قطر متوسط، P فشار داخلی (یکنواخت) و t ضخامت پوسته می‌باشند. مقدار این تنش‌ها برحسب پارامترهای طراحی مخزن عبارتند از:

$$\sigma_L = \frac{P\pi r^2}{2\pi r t} = \frac{P \cdot r}{2t} = \frac{P \cdot D}{4t}, \quad \sigma_\theta = \frac{P D L}{2t L} = \frac{P \cdot D}{2t} = \frac{P \cdot r}{t}$$

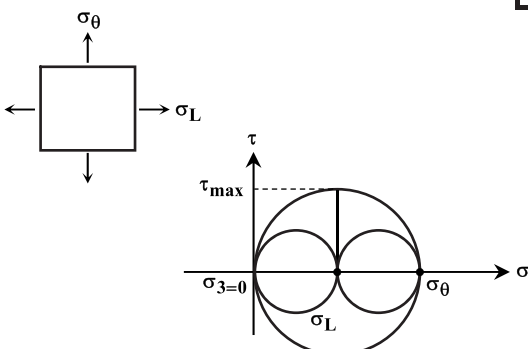
با مشاهده مقادیر این تنش‌ها می‌توان نتیجه گرفت که در مخازن جدار نازک استوانه‌ای، تنش طولی (σ_L) همواره نصف تنش محیطی (σ_θ) (حلقوی) می‌باشد. در مخازن کروی با توجه به شکل متقارن آن‌ها، تنش‌ها در هر دو جهت دارای یک اندازه می‌باشند که از رابطه زیر به دست می‌آیند:

$$\sigma_\theta = \sigma_L = \frac{P \cdot D}{4t} = \frac{P \cdot r}{2t}$$

به دلیل برابری تنش‌ها، در المانی از سطح یک مخزن کروی محور طولی و محیطی قابل تفکیک نیستند. ضمناً تنش‌های مطرح شده تنش‌های اصلی هستند زیرا برش در این المان‌ها وجود ندارد. لازم به توضیح است که تنش‌های شعاعی مخزن در برابر این تنش‌ها ناچیز بوده و صفر فرض می‌شوند ($\sigma_r \approx 0$).

با توجه به مطالب بالا، دایره موهر تنش برای یک المان از مخزن استوانه‌ای به شکل مقابل می‌باشد:

$$\sigma_1 = \sigma_\theta, \quad \sigma_2 = \sigma_L, \quad \sigma_3 = 0 \Rightarrow \tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma_\theta = \sigma_L$$



شکل 11. دایره موهر برای تنش‌های اصلی نرمال و برشی مخزن استوانه‌ای

با توجه به روابط فوق و معادله کلی هوک می توان کرنش در جهت های محیطی و طولی را به صورت زیر به دست آورد:

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\delta D}{D} = \frac{1}{E}(\sigma_{\theta} - \nu\sigma_L) = \frac{P.D}{2t.E} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right), \quad \epsilon_L = \frac{\delta L}{L} = \frac{1}{E}(\sigma_L - \nu\sigma_{\theta}) = \frac{P.D}{2t.E} \left(\frac{1}{2} - \nu\right)$$

از آنجایی که همواره فشار داخلی مخزن از فشار بیرونی آن بیشتر فرض می شود، این کرنش ها کمیاتی همواره مثبت می باشند.

ژ) تنش های تماسی هر تاز

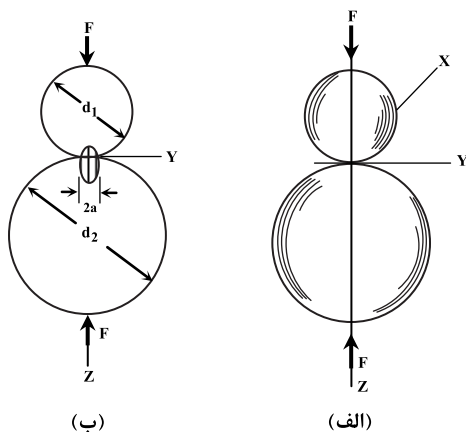
اگر دو جسم با سطوح خمیده به هم فشار وارد کنند در این حالت، تماس نقطه ای یا خطی به تماس سطحی تبدیل می شود و تنش های گسترش یافته در دو جسم، سه بعدی خواهند شد. تنش تماسی در تماس بین چرخ قطار و ریل، بادامک و پیرو، دندانه های چرخ دنده های درگیر و یاتاقان های غلتشی حین کار ظاهر می شوند.

وقتی دو کره توپر به قطرهای d_1 و d_2 با نیروی F به هم فشار وارد کنند، سطح تماس دایره ای به شعاع a حاصل می شود، اگر E_1, ν_1 و E_2, ν_2 به ترتیب ثابت های کشسانی و نسبت های پواسون دو کره باشند شعاع a توسط معادله زیر به دست می آید:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \frac{[(1-\nu_1^2)/E_1] + [(1-\nu_2^2)/E_2]}{(\nu/d_1) + (\nu/d_2)}}$$

توزیع فشار در طول ناحیه تماس هر کره، نیم بیضوی می باشد. ماکزیمم فشار که در مرکز ناحیه تماس ایجاد می شود برابر است با:

$$P_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$



شکل ۱۱. ایجاد تنش های تماسی هر تاز در اثر تماس سطوح خمیده

معادلات فوق عمومی بوده و هنگام تماس یک کره با یک سطح صاف یا یک کره با سطح درونی کره دیگر نیز به کار می روند. برای یک سطح مسطح $d = \infty$ در نظر گرفته می شود. برای سطح درونی، قطر به عنوان یک کمیت منفی فرض می گردد. تنش های بیشینه که بر روی محور Z ایجاد می شوند، تنش اصلی بوده و مقدار آن ها برابر است با:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -P_{max} \left[\left(1 - \left|\frac{z}{a}\right| \tan^{-1} \frac{1}{\left|\frac{z}{a}\right|}\right) (1 + \nu) - \frac{1}{2\left(1 + \frac{z^2}{a^2}\right)} \right], \quad \sigma_z = \sigma_r = \frac{-P_{max}}{1 + \frac{z^2}{a^2}}$$

س) استحکام استاتیکی

برای یافتن مشخصه ها و استحکام های مختلف مواد از تست کشش که بر روی نمونه استاندارد انجام می گیرد، استفاده می شود. از قطر اولیه d_0 و طول سنجه L_0 که قبل از انجام آزمون ثبت می شوند، برای اندازه گیری کرنش ها استفاده می شود. سپس نمونه در دستگاه آزمون قرار می گیرد و به آهستگی تحت کشش بارگذاری می شود، در حالی که بار و کرنش مشاهده می شوند. در پایان آزمون یا در حین انجام آن، نتایج به صورت نمودار تنش - کرنش رسم می شوند.

نقطه P در شکل، حد تناسب نامیده می شود. این نقطه، نقطه ای است که در آن، منحنی شروع به انحراف از خط مستقیم می کند. نقطه E ، حد کشسانی نامیده می شود و تا این نقطه در قطعه تغییر شکل پلاستیک نداریم. قانون هوک که تناسب خطی تنش با کرنش را بیان می کند، فقط تا حد تناسب کاربرد دارد (نقطه P).

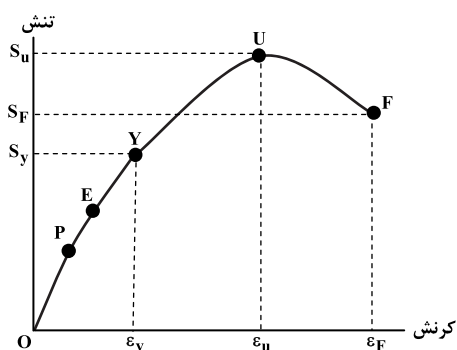
در حین آزمون کشش، بسیاری از مواد به نقطه ای می رسند که در آن کرنش به سرعت افزایش می یابد، بدون آن که تنش افزایش چندانی پیدا کند. این نقطه، نقطه حد تسلیم (نقطه Y) نامیده می شود.

استحکام نهایی یا کششی (S_U) به نقطه U گفته می شود و طبق تعریف حداکثر تنش قابل تحمل توسط قطعه قبل از شکسته شدن می باشد.

مواد مختلف دارای مقادیر مختلف S_U و S_Y هستند. مثلاً در مواد شکننده (مثل چدن ها) در واقع نقطه تسلیم وجود ندارد و $S_Y \approx S_U$ و یا در برخی مواد مقدار S_{UT} (مقاومت نهایی کششی) به مراتب کمتر از S_{UC} (مقاومت نهایی فشاری) است (مانند بتن). مقادیر S_U و S_Y در جداول

استاندارد بر حسب واحد $\frac{N}{mm^2}$ یا MPa ارائه می شوند.

ضمناً نقطه F محل شکست قطعه می باشد.



شکل ۱۲. دیاگرام تنش - کرنش نمونه فولادی

ش) ضریب اطمینان

طبق تعریف، ضریب اطمینان در طراحی عبارت است از نسبت تنش تسلیم به تنش مجاز وارد بر قطعه $\left(n = \frac{\sigma_{\text{تسلیم}}}{\sigma_{\text{all}}} \right)$ ، بسته به جنس قطعه مورد نظر، تنش نهایی نیز می‌تواند مدنظر قرار گیرد. مقدار تنش مجاز (σ_{all}) نیز با توجه به جنس قطعه تعریف می‌شود. ضریب اطمینان در یک طراحی صحیح همواره عددی بزرگتر از یک در نظر گرفته می‌شود که سازه مورد نظر بتواند تحت شرایط بارگذاری غیرمعمول به صورت سالم باقی مانده و کارکرد خود را حفظ نماید.

در بخش‌های بعدی (بارگذاری‌های استاتیکی و دینامیکی) موارد کاربرد ضریب اطمینان در تحلیل تنش‌های وارد بر قطعات به صورت کامل‌تر مورد بررسی قرار می‌گیرند. آن چه در خصوص ضریب اطمینان حائز اهمیت می‌باشد این است که ضریب اطمینان در یک ماشین فقط در یک نقطه خاص تعریف می‌گردد که در بسیاری از حالات هنگام طراحی یک سازه این مقادیر باید در چندین نقطه (موقعیت‌های حساس) محاسبه شوند. هنگامی که در یک بارگذاری تنش تسلیم (σ_y) برابر با تنش مجاز (σ_{all}) می‌شود، ضریب اطمینان برابر یک خواهد شد، در این حالت عملاً ایمنی وجود ندارد. علاوه بر ضریب اطمینان ضریب دیگری به نام «حد اطمینان» نیز در مسائل طراحی مطرح می‌گردد، که این ضریب به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$m = 1 - n \text{ (حد اطمینان)}$$

مثال ۱: قطعه‌ای با مقطع مستطیلی، تحت بار استاتیکی محوری-کششی ۵KN قرار گرفته است. اگر استحکام ماده ۳۰۰MPa و ضریب اطمینان طراحی آن $n = 1/2$ فرض شود، ابعاد مقطع کدام است؟ (طول مقطع ۳ برابر عرض آن است).

$$\left\{ \begin{array}{l} 2/2 \\ 6/6 \end{array} \right. \quad (4) \qquad \left\{ \begin{array}{l} 2 \\ 6 \end{array} \right. \quad (3) \qquad \left\{ \begin{array}{l} 2/6 \\ 7/8 \end{array} \right. \quad (2) \qquad \left\{ \begin{array}{l} 2/1 \\ 6/3 \end{array} \right. \quad (1)$$

پاسخ: گزینه «۲» طبق تعریف، تنش نرمال برابر است با:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{F}{A} = \frac{5000}{(3b)b} \\ \sigma_{\text{مجاز}} = \frac{300 \times 10^6}{1/2} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{300 \times 10^6}{1/2} = \frac{5000}{3b^2} \Rightarrow b = 0.0026 \text{ m} = 2.6 \text{ mm}$$

ص) اثر گرما

اگر به صورت یکنواخت درجه حرارت جسمی زیاد شود کرنش‌های عمودی آن در سه جهت قطعه $\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = \alpha \cdot \Delta T$ خواهند بود که در آن α ضریب انبساط حرارتی و ΔT تغییر درجه حرماست. اگر دو سر میله‌ی راستی مقید و بدون امکان افزایش طول باشد با فرض تغییر یکنواخت گرما با قید دو سر، تنش بوجود آمده در قطعه $\sigma = \epsilon \cdot E = \alpha \cdot E \cdot \Delta T$ خواهد شد.

ملاحظات در طراحی اجزای ماشین

طراحی، به معنای ارائه تمامی مشخصات فنی و جزئیات ساخت قطعات و سیستم‌های مکانیکی جهت برآورده شدن نیازی خاص می‌باشد. به منظور طراحی یک اتصال، یک قطعه و یا یک مکانیزم، باید مراحل پنج‌گانه زیر طی شوند:

الف) تشخیص نیاز

ب) تعریف صورت مسأله که حاوی تمامی مشخصات و اطلاعات ورودی لازم باشد.

پ) یافتن یک راه‌حل بهینه

ت) ارزیابی مرحله قبل، از نظر امکان اجرای طرح

ث) ارائه طرح با تمام جزئیات، مشخصات و ملاحظات فنی

اجزاء و قطعات ماشین معمولاً برای تحمل نیرو و یا گشتاور، مورد استفاده قرار می‌گیرند. بسیاری از این نیروها از نوع دینامیکی (متغیر و نوسانی) و گاهی بارگذاری‌ها به صورت استاتیکی (ایستا) می‌باشند. مکانیزم طراحی قطعات برای بارهای ایستا و متغیر کاملاً با یکدیگر متفاوت می‌باشد.

یک بار ایستا می‌تواند بار خمشی، برشی، پیچشی، محوری فشاری یا کششی و یا ترکیبی از آن‌ها باشد. چنین نیروهایی معمولاً نوسان ندارند (ساکن هستند) یا نوسانات آن‌ها در طول زمان، کم می‌باشد.

آنچه در این بخش به آن پرداخته می‌شود، طراحی قطعات جهت تحمل بارهای استاتیکی (ایستایی) و رسیدن به ابعاد بهینه می‌باشد.

کج مثال ۲: بر روی یک شفت با مقطع دایره‌ای توخالی (لوله‌ای) بارگذاری‌های پیچشی و خمشی به صورت ایستا اعمال شده است. در مورد محل حداکثر تنش اعمال شده کدام صحیح است؟

- ۱) تنش برشی حداکثر بر روی پوسته خارجی و تنش خمشی حداکثر بر روی پوسته خارجی به وجود می‌آیند.
- ۲) تنش برشی حداکثر بر روی پوسته داخلی و تنش خمشی حداکثر بر روی پوسته خارجی به وجود می‌آیند.
- ۳) تنش برشی حداکثر بر روی پوسته خارجی و تنش خمشی حداکثر بر روی مرکز مقطع به وجود می‌آیند.
- ۴) تنش برشی حداکثر بر روی پوسته داخلی و تنش خمشی حداکثر بر روی پوسته داخلی به وجود می‌آیند.

✓ پاسخ: گزینه «۱» در اثر بارگذاری پیچشی، تنش برشی حداکثر بر روی پوسته خارجی لوله و در اثر بارگذاری خمشی نیز تنش خمشی حداکثر (فشاری و کششی) بر روی سطح خارجی لوله پدید می‌آید.

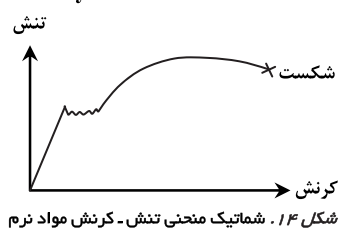
انواع مواد

طراحی استاتیکی قطعات، بر اساس جنس آن‌ها صورت می‌پذیرد. لذا ابتدا لازم است تعریف جامعی از قطعات نرم و ترد به صورت زیر مطرح گردد.

الف) اجسام نرم (داکتیل)

اجسام نرم معمولاً دارای مقاومت‌های تسلیم کششی و فشاری (S_{yc} و S_{yt}) برابر و همچنین مقاومت‌های نهایی (S_{uc} و S_{ut}) برابر می‌باشند، ضمن اینکه مقاومت‌های نهایی چنین جسمی از مقاومت‌های تسلیم آن بیشتر می‌باشند، به عبارت دیگر:

$$\begin{cases} S_{yt} \approx S_{yc} \\ S_{ut} \approx S_{uc} \\ S_{ut} > S_{yt} \\ |S_{uc}| > |S_{yc}| \end{cases}$$



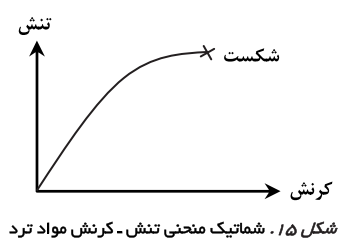
معیار طراحی استاتیکی مواد نرم، بررسی مقاومت حد تسلیم (S_y) آن‌ها است.

منحنی تنش - کرنش این مواد به صورت روبه‌رو می‌باشد.

ضمناً اجسام نرم می‌توانند حداکثر در حدود ۵ درصد افزایش طول داشته باشند که این موضوع در مورد اجسام ترد صدق نمی‌کند ($\epsilon_f \geq 0/05$).

ب) اجسام ترد (شکننده)

اجسام ترد معمولاً دارای استحکام بیشتری در مقابل بارهای فشاری (S_{uc}) و در مقایسه با بارهای کششی (S_{ut}) می‌باشند و حد فاصل بین مقاومت تسلیم (S_y) و مقاومت نهایی (S_{ut}) آن‌ها بسیار کم و یا بعضاً صفر می‌باشد، به عبارت دیگر این مواد وارد منطقه پلاستیک نمی‌شوند و با ازدیاد بار اعمالی به آن‌ها، به طور ناگهانی می‌شکنند. در مواد ترد، قطعه تحت تأثیر کشش که باعث جدا شدن قطعه می‌شود، می‌شکند.



$$\begin{cases} S_{ut} < |S_{uc}| \\ S_{yt} \approx S_{ut} \\ |S_{yc}| \approx |S_{uc}| \end{cases}$$

معیار طراحی استاتیکی برای مواد ترد، (به دلیل فاصله کم مقادیر تنش‌های تسلیم و نهایی) مقاومت‌های نهایی کششی (S_{ut}) و فشاری (S_{uc}) می‌باشد.

منحنی تنش - کرنش مواد ترد به صورت فوق می‌باشد.

ضمناً اجسام ترد دارای ازدیاد طول (در لحظه شکست) کوچکتر از ۰/۰۵ می‌باشند ($\epsilon_f < 0/05$).

روش‌های طراحی اجزاء، تحت بارگذاری استاتیکی (تئوری‌های شکست)

الف) کلیات

با توجه به خصوصیات مواد نرم و ترد، روش‌های متعدد طراحی قطعات براساس ویژگی مواد و با توجه به این موضوع مهم که منظور از شکست (واماندگی) لزوماً تبدیل قطعه به دو یا چند قسمت نمی‌باشد بلکه تغییر شکل دائمی قطعه، کاهش میزان قابلیت اعتماد و مختل شدن کارایی قطعه نیز به مفهوم شکست قطعه هستند، مطرح می‌گردند.

خاطر نشان می‌شود که بار استاتیکی یا ایستا، نیرو یا گشتاور ساکنی است که بر یک عضو اثر می‌کند و مقدار، نقطه (نقاط) اثر و جهت آن ثابت می‌باشد. نظریه‌پردازان تئوری‌های مختلف شکست بر اساس آزمایش، نواحی مطمئن را در قالب نمودارهایی به ما معرفی می‌کنند. چنانچه نقطه‌ای از یک قطعه بارگذاری شده خارج از این فضای مطمئن قرار گیرد قطعه وامانده خواهد شد، اگر نقطه مورد نظر، داخل این فضا باشد دارای ضریب اطمینان در طراحی خواهد بود.

تست‌های طبقه‌بندی شده بخش دوم

کله ۱- قطعه‌ای تحت بارگذاری نوسانی قرار دارد. جنس قطعه از فولاد و دارای $S_y = 500 \text{ MPa}$ ، $S_{ut} = 800 \text{ MPa}$ و $S_e = 200 \text{ MPa}$ می‌باشد. تنش‌های وارد بر قطعه $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$ و $\sigma_m = 600 \text{ MPa}$ است. کدامیک از پارامترهای زیر در بحث خستگی مؤثرتر است؟ (مهندسی مکانیک - سراسری ۸۵)

(۱) متوسط تنش σ_m مؤثرتر است.

(۲) σ_a و σ_m به یک اندازه در خستگی مؤثرند.

(۳) وابستگی خستگی به پارامترهای زیادی است و نمی‌توان یک پارامتر را به عنوان مؤثرترین بیان کرد.

(۴) دامنه تنش σ_a مؤثرتر است.

کله ۲- یک قطعه تحت تنش خمشی کاملاً معکوس σ_1 ، ۴۰ ساعت و تحت تنش σ_2 ، ۵۰ ساعت کار می‌کند. اگر ۳۰ ساعت تحت σ_1 باشد پس از آن چه قدر تحت σ_2 دوام می‌آورد؟ (مهندسی مکانیک - سراسری ۸۶)

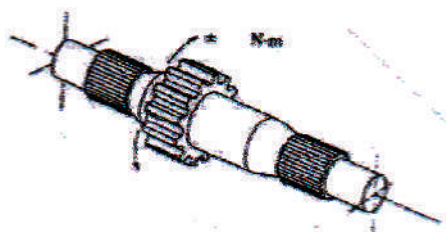
(۴) ۱۵ ساعت

(۳) ۱۲/۵ ساعت

(۲) ۱۰ ساعت

(۱) ۷/۵ ساعت

کله ۳- مطابق شکل، روی محوری به قطر ۳۰ میلی‌متر، یک چرخ‌دنده به صورت جازدن (Shrink - fit) نصب شده است. این جازدن یک تنش شعاعی ۳۰۰ و محیطی ۳۶۰ مگا پاسکال روی سطح محور ایجاد کرده است. در هنگام کار یک کوپل پیچشی کاملاً معکوس ۲۷۰ نیوتن متر بر چرخ‌دنده اعمال می‌شود. مؤلفه‌های متوسط (σ_{1m} و σ_{2m}) و متناوب (σ_{1a} و σ_{2a}) تنش‌های اصلی به ترتیب از راست به چپ برحسب MPa عبارتند از؟ (سراسری ۹۰)



(۱) (۳۶۰ و ۳۰۰)، (۵۱ و -۵۱)

(۲) (۵۱ و -۵۱)، (۳۶۰ و -۳۶۰)

(۳) (۳۸۹ و -۲۷۱)، (۵۱ و -۵۱)

(۴) (-۳۶۰ و -۳۰۰)، (۵۱ و -۵۱)

کله ۴- یک تیر ساکن با مقطع مربع به ضلع a (mm) مطابق شکل تحت اثر ممان خمشی M که بین 20 N.m تا 30 N.m در تغییر است قرار دارد. استحکام تسلیم جسم $S_y = 500 \text{ MPa}$ ، استحکام نهایی آن $S_{ut} = 600 \text{ MPa}$ و حد دوام خستگی اصلاح شده آن $S_e = 300 \text{ MPa}$ است. با احتساب ضریب ایمنی $n = 2$ ، براساس معیار گودمن اصلاح شده، مقدار a^3 برای چند میلی‌متر مکعب باید باشد؟ (سراسری ۹۱)

$M = 20 \text{ Nm} \sim 30 \text{ Nm}$

(۲) ۱۶۰۰

(۱) ۱۴۰۰

(۴) ۱۲۰۰

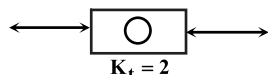
(۳) ۱۴۴۰

کله ۵- اگر عمر قطعه ۱، ۱۰۰۰ سیکل باشد، کدام گزینه عمر قطعه ۲ را برحسب شکل، درست پیش‌بینی می‌کند؟ (ابعاد و بارگذاری‌های هر دو قطعه یکسان بوده و هر دو از ماده شکل‌پذیری ساخته شده‌اند) (سراسری ۹۱)



(۱) ۶۰۰

(۲) ۵۰۰



(۳) ۳۰۰

(۴) ۱۰۰۰

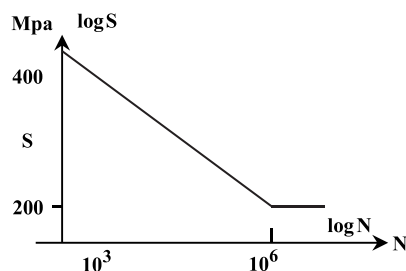
کله ۶- یک شفت فولادی با منحنی $S-N$ ، $S_{ut} = 1000 \text{ MPa}$ و $S_y = 800 \text{ MPa}$ تحت تنش متناوب کششی ناشی از خمش به میزان 75 MPa و تنش برشی ثابت ناشی از پیچش به میزان 300 MPa قرار گرفته است. براساس محافظه کارانه‌ترین معیار طراحی، آینده قطعه چگونه پیش‌بینی می‌شود؟ (سراسری ۹۲)

(۱) قبل از ۱۰۰۰ سیکل خواهد شکست.

(۲) حدود ۵۰۰۰۰ سیکل کار می‌کند.

(۳) در اولین سیکل تسلیم می‌شود.

(۴) قبل از ۵۰۰۰ سیکل تسلیم خواهد شد.



پاسخنامه تست‌های طبقه‌بندی شده بخش دوم

۱- گزینه «۴» دامنه تنش در بحث خستگی مؤثرترین پارامتر می‌باشد، شایان ذکر است در محاسبه ضریب اطمینان دینامیکی می‌توان از مؤلفه تنش متوسط صرف‌نظر کرد ولی نمی‌توان دامنه تنش را نادیده گرفت.

۲- گزینه «۳» از رابطه باقیمانده عمر «مایر»، داریم:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \Rightarrow \frac{30}{40} + \frac{n_2}{50} = 1 \Rightarrow n_2 = 12/5 \text{ ساعت}$$

۳- گزینه «۱» تنش‌های متوسط در شفت عبارتند از: تنش‌های شعاعی و محیطی. لذا:

$$\sigma_{1m} = 300, \quad \sigma_{2m} = 360$$

$$\tau = \frac{16.T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 270}{\pi (0.03)^3} = 51 \text{ MPa}$$

کوپل پیچشی اعمالی بر شفت باعث ایجاد تنش برشی حداکثر به اندازه:

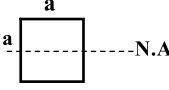
$$\tau_{1a} = 51 \text{ MPa} \quad \text{و} \quad \tau_{2a} = -51 \text{ MPa}$$

در شفت می‌شود که به دلیل کاملاً معکوس‌شونده بودن آن داریم:

۴- هیچ کدام از گزینه‌ها صحیح نیست. با توجه به محدوده نوسان گشتاور خمشی داریم:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{30 - 20}{2} = 5 \text{ N.m}, \quad M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{30 + 20}{2} = 25 \text{ N.m}$$

نوع بارگذاری بر تیر، خمشی است، لذا:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot y}{I} = \frac{5 \times \frac{a}{2}}{\frac{1}{12} a^4} = \frac{30}{a^3}, \quad \sigma_m = \frac{M_m \cdot y}{I} = \frac{25 \times \frac{a}{2}}{\frac{1}{12} a^4} = \frac{150}{a^3}$$


با توجه به استقرار تنش‌ها در ربع اول و با استفاده از معیار گودمن اصلاح شده داریم:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \Rightarrow \frac{1}{2} = \frac{30}{300} + \frac{150}{600} \Rightarrow a^3 = 700 \text{ mm}^3$$

۵- گزینه «۲» ضریب تمرکز تنش باعث کاهش تعداد نوسانات یا سیکل‌های اعمالی بر قطعه می‌شود. طبق رابطه ماینر، با دو برابر شدن تنش در قطعه تعداد نوسانات آن نصف می‌شود.

۶- گزینه «۱» اگر بارگذاری خمشی به صورت کاملاً معکوس شونده فرض شود لذا:

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = 75 \text{ MPa} \\ \sigma_{\min} = -75 \text{ MPa} \end{cases}$$

طبق تعریف تنش دانه و تنش متوسط داریم:

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{75 - (-75)}{2} = 75 \\ \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{75 - 75}{2} = 0 \end{cases}$$

تنش برشی ایستای وارد بر قطعه 300 MPa است. لذا دانه تنش برشی صفر و متوسط آن همان 300 MPa خواهد شد.

برای یافتن مقدار ضریب اطمینان براساس محافظه‌کارانه‌ترین معیار در طراحی قطعه تحت بارگذاری نوسانی داریم:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}$$

$$\begin{cases} \sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{75^2 + 3 \times 0^2} \\ \sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times 300^2} = 300\sqrt{3} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{n} = \frac{75}{200} + \frac{300\sqrt{3}}{800} \Rightarrow n = 0.97 \Rightarrow \text{قطعه عمر محدود دارد}$$

چون ضریب اطمینان کوچک‌تر از ۱ می‌باشد لذا قطعه پس از تعدادی نوسان می‌شکند.

چون کل تنش وارد بر قطعه از 400 MPa بیشتر است لذا قبل از 10^3 سیکل (در خستگی کم‌چرخه) دچار شکست می‌شود.

بخش دوم: یاتاقان‌ها و روانکاری

مقدمه

هدف از روانکاری کاهش اصطکاک، سایش و حرارت ناشی از حرکت نسبی میان قطعاتی از ماشین است که با یکدیگر در تماس هستند. یاتاقان به بخشی از ماشین گفته می‌شود که در آن نیرو ما بین دو عضو که در تماس با یکدیگر هستند، رد و بدل می‌گردد. یاتاقان‌ها دارای انواع گوناگون می‌باشند که در زیر به توضیح آنها پرداخته می‌شود.

انواع یاتاقان

الف) یاتاقان‌های لغزشی (ژورنال)

از این نوع یاتاقان‌ها که به آنها **یاتاقان‌های مسطح** نیز گفته می‌شود، برای کاهش اصطکاک لغزشی، سایش و گرمای ایجاد شده استفاده می‌گردد. زمینه کاربرد یاتاقان‌های لغزشی گسترده می‌باشد که بعضاً دارای قابلیت اعتمادی نزدیک ۱۰۰٪ می‌باشند. این یاتاقان‌ها شامل یک جزء جامد (فلزی) و یک واسط سیال (روانکار) می‌باشند. روانکار برای کم کردن مقدار اصطکاک و درجه حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرد. آنچه در یاتاقان‌های لغزشی اهمیت دارد نحوه روانکاری می‌باشد، در زیر به انواع روانکاری و مشخصات فیزیکی روانکار اشاره شده است.

الف - ۱) انواع رژیم‌های روانکاری

— **روانکاری هیدرودینامیکی**: در این حالت لایه نسبتاً ضخیمی از روغن بین دو سطح وجود دارد که باعث جلوگیری از تماس مستقیم فلز با فلز می‌شود. پایداری حاصله از این نوع روانکاری را با قوانین مکانیک سیالات بررسی می‌کنند. در این نوع روانکاری، نیاز به تزریق تحت فشار روانکار نمی‌باشد، زیرا یک لایه پرفشار در اثر حرکت سریع سطوح و راندن مایع به درون منطقه گوه‌ای شکل بین یاتاقان و محور به‌وجود می‌آید که باعث جدا شدن سطح زیر بار و سطح یاتاقان می‌گردد. به این نوع روانکاری، **روانکاری لایه کامل** نیز می‌گویند.

— **روانکاری هیدرواستاتیکی**: در این روش، روانکار تحت فشار بالا به سطح زیر بار یاتاقان تزریق می‌شود و لایه‌ای نسبتاً ضخیم سبب جدایش سطوح می‌گردد. این روش روانکاری برای حالت‌هایی که در آن حرکت یاتاقان‌ها الزامی نمی‌باشد و در طراحی یاتاقان‌ها با سرعت کم و محل‌هایی که مقاومت اصطکاکی باید حداقل مقدار ممکن را داشته باشد کاربرد دارد.

— **روانکاری الاستوهیدرودینامیکی**: در این حالت، روانکار فقط در محل تماس غلتشی سطوح قرار می‌گیرد. این نوع روانکاری، فقط مخصوص یاتاقان‌ها نمی‌باشد و در دیگر اجزاء ماشین، نظیر چرخ‌دنده‌ها نیز استفاده می‌گردد.

— **روانکاری مرزی**: در این روش، فقط به وسیله لایه‌ای از روانکار با ضخامت چند مولکول از تماس مستقیم قطعات جلوگیری می‌گردد، علت پدید آمدن این حالت روانکاری افت سرعت، افزایش فشار روی یاتاقان، کاهش حجم روانکار و بالا رفتن دما می‌باشد.

— **روانکاری با فیلم جامد**: در این حالت، از روانکارهای جامد مانند گرافیت یا تفلون استفاده می‌گردد. ویژگی این روانکارها تحمل درجه حرارت‌های بالا می‌باشد و عموماً برای سرعت‌های چرخش پائین مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در بحث طراحی یاتاقان‌های لغزشی استفاده از روانکاری به **روش هیدرودینامیکی** مورد نظر می‌باشد.

لازم به توضیح است که روانکار به ماده‌ای گویند که هنگامی که بین سطوح متحرک قرار می‌گیرد باعث کاهش اصطکاک، کاهش سایش و کم کردن گرمای قطعاتی که نسبت به هم حرکت می‌کنند می‌شود. روانسازها معمولاً شامل روغن‌های مایع آلی یا معدنی می‌باشند که ویژگی منحصر به فرد آن‌ها دارا بودن لزجت بالاتر نسبت به سایر سیالات است. برای بهبود خاصیت روانسازها مواد دیگری نظیر: پایین‌آورنده نقطه ریزش، تثبیت‌کننده لزجت، ضد کف، ضد اکسید شونده، ضد سایش و خوردگی و ... به ترکیب پایه آن اضافه می‌شود.

الف - ۲) لزجت

ویسکوزیته یا لزجت خاصیت یک روانکار است و بر اساس قانون نیوتن به صورت مقابل تعریف می‌شود:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$$

در رابطه فوق، μ ویسکوزیته دینامیکی مطلق است.

واحدهای اندازه‌گیری لزجت (ویسکوزیته) روانکار (سیال) عبارتند از:

— **پاسکال ثانیه (Pa.Sec)**: واحد اندازه‌گیری ویسکوزیته دینامیکی (μ) در سیستم SI پاسکال ثانیه می‌باشد و برای اندازه‌گیری ویسکوزیته دینامیکی در سیستم CGS از واحد سانتی‌پواز (c.P) استفاده می‌گردد، هنگامی که ویسکوزیته به سانتی‌پواز بیان می‌شود با Z نمایش داده می‌شود.

$$1(\mu \text{ Pa.S}) = 10^3 \text{ Z.C.P}$$

ضمناً:

— **مترمربع بر ثانیه** ($\frac{m^2}{sec}$): واحد اندازه‌گیری ویسکوزیته سینماتیکی (ν) مترمربع بر ثانیه می‌باشد.

مثال ۱: اگر ویسکوزیته دینامیکی یک روانکار در درجه حرارت معمولی (۲۲/۵ درجه) $100 \text{ MPa}\cdot\text{s}$ باشد، روانکار مورد نظر کدام است؟

(۱) روغن 10 SAE (۲) روغن 20 SAE (۳) روغن 60 SAE (۴) روغن 70 SAE

پاسخ: گزینه «۱» لزجت روغن 10 SAE در دمای $22/5^\circ \text{C}$ ، $100 \text{ MPa}\cdot\text{s}$ است.

مثال ۲: ویسکوزیته مطلق روانکاری $0/35$ پاسکال ثانیه می‌باشد. لزجت این روانکار بر حسب سانتی‌پواز کدام است؟

(۱) 35 (۲) $3/5 \times 10^{-2}$ (۳) $3/5 \times 10^{-3}$ (۴) $3/5 \times 10^{-4}$

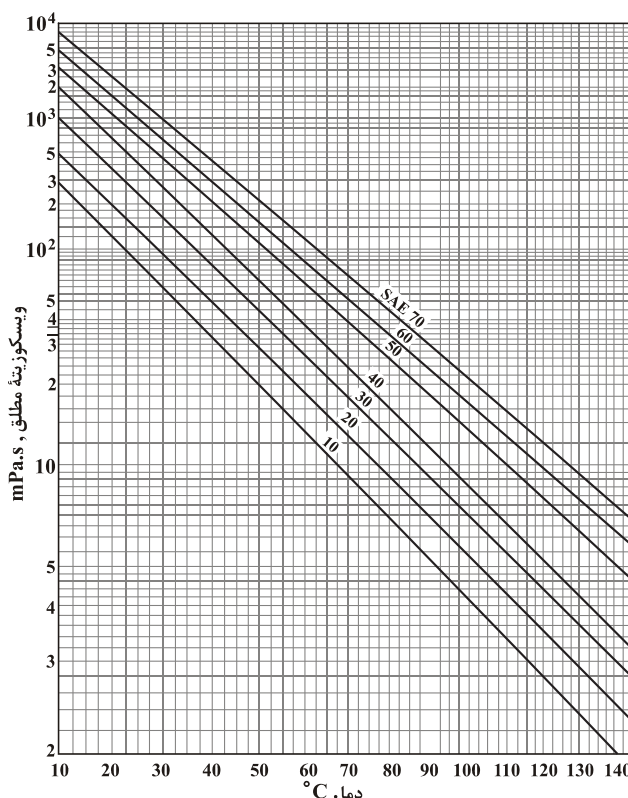
پاسخ: گزینه «۴» با توجه به چگونگی تبدیل این دو واحد به یکدیگر داریم: $0/35 \text{ Pa}\cdot\text{s} \times 10^{-3} = 3/5 \times 10^{-4} \text{ c.P}$

مثال ۳: در کدام یک از انواع روانکاری، سطوح حمل بار یاتاقان با فیلم نسبتاً ضخیمی از روانکار بدون فشار جدا می‌شود؟

(۱) روانکاری مرزی (۲) روانکاری هیدرواستاتیکی (۳) روانکاری هیدرودینامیکی (۴) روانکاری الاستوهیدرودینامیکی

پاسخ: گزینه «۳» در روانکاری هیدرودینامیکی، سطوح محل بار با فیلم نسبتاً ضخیمی از روانکار پوشیده می‌گردد.

این نکته قابل ذکر است که لزجت یک روانکار، تغییر قابل توجهی به نسبت دما دارد به طوری که غالباً لزجت به طور محسوسی با افزایش دما کاهش می‌یابد.



شکل ۱. تغییر لزجت روانکارها بر حسب دما

الف - ۳) جنس یاتاقان‌های لغزشی

دو نیاز یک ماده مناسب برای یاتاقان‌های لغزشی، داشتن استحکام فشاری و خستگی مناسب و همچنین نقطه ذوب و مدول الاستیسیته پایین است. نرم بودن ماده یاتاقان بدین معنا است که جسم یاتاقان فرسوده شود تا بتواند خود را با ناهمواریهای جزئی سازگار و هماهنگ کرده و ذرات خارجی را جذب یا دفع کند. مقاومت در برابر سایش و کوچکی ضریب اصطکاک نیز از پارامترهای مهم در تعیین جنس مناسب برای این نوع یاتاقان‌ها می‌باشند. نکته دیگر در انتخاب ماده مناسب برای یاتاقان‌ها، توانایی مقابله با خوردگی و هزینه تولید اقتصادی آن می‌باشد. معمولاً عمر یاتاقان را با گذاشتن لایه‌ای از باییت (یا سایر آلیاژهای سفید) به ضخامت حدود $0/3 \text{ mm}$ بر روی فلز پایه یاتاقان که معمولاً فولاد می‌باشد، افزایش می‌دهند.

۴) انواع یاتاقان‌های لغزشی

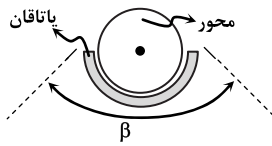
از نظر تحمل بار، یاتاقان‌های لغزشی به دو نوع کلی زیر تقسیم می‌شوند:

– یاتاقان‌های شعاعی: که به شکل استوانه می‌باشند و بارهای شعاعی را تحمل می‌کنند.

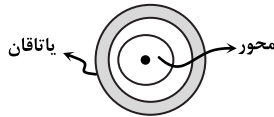
– یاتاقان‌های محوری: که عموماً تخت بوده و بارهای محوری را تحمل می‌کنند.

ضمناً از لحاظ شکل ظاهری این نوع یاتاقان‌ها معمولاً در دو دسته زیر تقسیم‌بندی می‌گردند:

– **یاتاقان جزئی:** اگر دایره یاتاقان کامل نباشد، آن را یاتاقان جزئی گویند. زاویه β ، طول زاویه‌ای یاتاقان جزئی می‌باشد.



شکل ۲. شمای یاتاقان جزئی



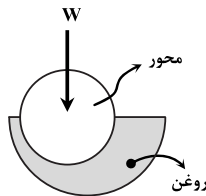
شکل ۳. شمای یاتاقان کامل

– **یاتاقان کامل:** در این حالت، دایره یاتاقان کامل بوده و یاتاقان، محور را کاملاً در بر می‌گیرد، یاتاقان‌های کامل دارای کاربردهای وسیع‌تری می‌باشند.

الف – ۵) مکانیزم عمل

در حالت بدون حرکت (قبل از شروع حرکت)، محور کاملاً به یک سمت یاتاقان تکیه کرده است. در این حالت یاتاقان، خشک یا دست کم تا حدودی خشک است. با شروع حرکت، به تدریج فیلم روغن به حد واسط محور و پوسته داخلی یاتاقان نفوذ کرده و باعث جدا شدن آنها و ایجاد یک فیلم روغن می‌شود، در این حالت محور داخل یاتاقان بسته به جهت چرخش آن به یک سمت متمایل می‌شود و از این به بعد حرکت روی فیلم روغن اتفاق می‌افتد (روش هیدرودینامیکی).

مثال ۴: محوری درون یاتاقان قرار گرفته و نیروی W بر آن اعمال می‌شود. با توجه به کمینه ضخامت فیلم روغن جهت چرخش محور، کدام است؟



(۱) پاد ساعتگرد

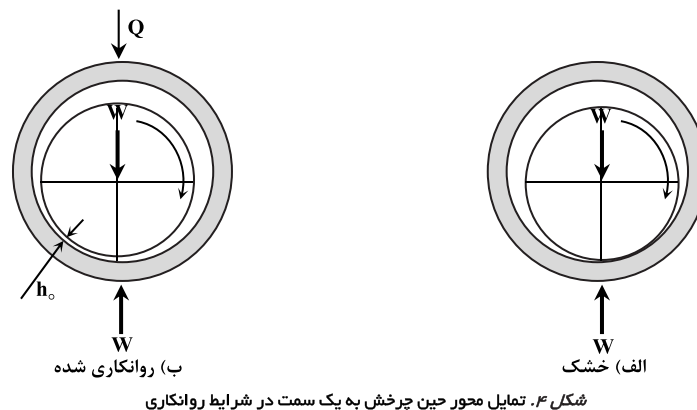
(۲) ساعتگرد

(۳) محور نمی‌چرخد.

(۴) قابل پیش‌بینی نیست.

✓ **پاسخ:** گزینه «۲» چون محور به سمت چپ منحرف شده است بدین معنا است که به دلیل چرخش ساعتگرد و وجود بار خارجی در سمت چپ، روغن تحت فشار و دارای ضخامت کمتر است.

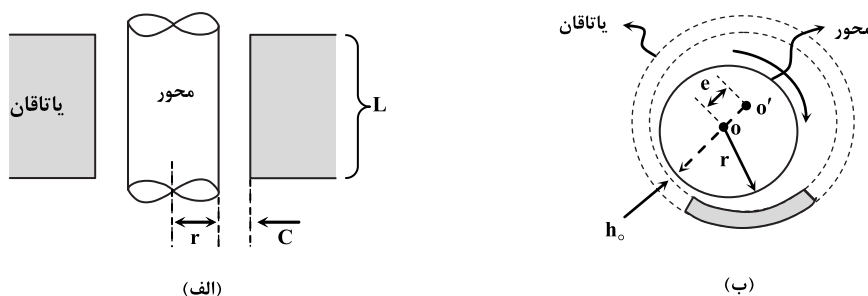
* تذکره ۱: در حالت کلی، در روانکاری هیدرودینامیکی، محور در جهتی مخالف با جهت تمایل به چرخش یاتاقان قرار می‌گیرد. البته در ابتدای حرکت در حالت چرخش ساعت گرد به سمت راست می‌رود ولی بعد از اندک زمانی به طرف چپ می‌آید و آن‌جا مستقر می‌شود. شکل زیر به خوبی نشان می‌دهد که چگونه محور در شرایط روانکاری به سمت چپ یا راست یاتاقان متمایل و از مرکز خارج می‌شود.



شکل ۴. تمایل محور حین چرخش به یک سمت در شرایط روانکاری

۶) معرفی پارامترهای طراحی در یاتاقان لغزشی

باتوجه به شکل زیر، پارامترهای مهم در یاتاقان‌های لغزشی عبارتند از:

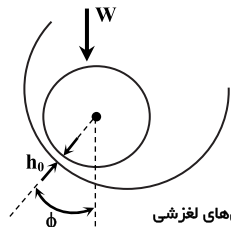


شکل ۵. معرفی پارامترهای مهم یاتاقان لغزشی

L طول یاتاقان، r شعاع محور، $r + C$ شعاع یاتاقان (پوسته)، h ضخامت لایه روغن در هر نقطه، h_0 کمترین فاصله شعاعی بین محور و یاتاقان (ضخامت فیلم کمینه)، C لقی شعاعی، e خروج از مرکز (اختلاف موقعیت مرکز محور و مرکز یاتاقان)، ε نسبت خروج از مرکز O ، $(\frac{r}{C})$ مرکز محور (شفت) و O' مرکز یاتاقان است.

آنچه در طراحی یاتاقان‌های لغزشی حائز اهمیت است این است که کمترین فاصله بین محور با پوسته یاتاقان (h_0) نباید از حد معین کمتر شود، زیرا باعث مرزی شدن فیلم روانکار شده و احتمال ایجاد پدیده گیرپاژ به وجود می‌آید.

لذا از پارامترهای مهم در طراحی یاتاقان‌های لغزشی: h_0 ، فشار روغن و ϕ (زاویه محل اثر h_0 نسبت به خط قائم) می‌باشند.



شکل ۶. موقعیت زاویه ϕ در یاتاقان‌های لغزشی

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{C}\right)$$

براساس آزمایشات و محاسبات انجام شده توسط پتروف در یاتاقان‌های ژورنال داریم:

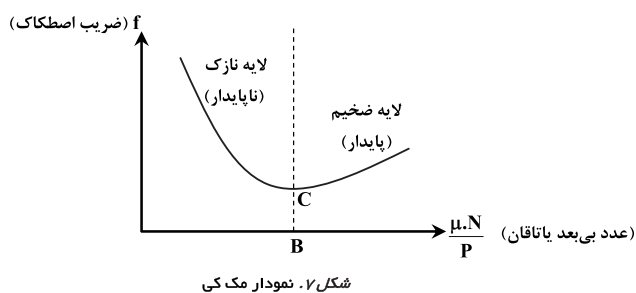
رابطه فوق به «قانون پتروف» معروف است و پارامترهای بی‌بعد $\frac{\mu \cdot N}{P}$ و $\frac{r}{C}$ در این رابطه دو پارامتر بسیار مهم در روانسازی می‌باشند. پارامتر $\frac{r}{C}$ را «نسبت لقی» گویند.

با توجه به قانون پتروف، «عدد مشخصه سامرفیلد» یک یاتاقان لغزشی به صورت $S = \left(\frac{r}{C}\right)^2 \times \frac{\mu \cdot N}{P}$ تعریف می‌گردد.

$$f \left(\frac{r}{C}\right) = 2\pi^2 \cdot S$$

ضمناً با توجه به رابطه ضریب مالش (f) و عدد سامرفیلد (S) داریم:

که در روابط فوق: r شعاع محور، C لقی، P فشار اعمالی بر مساحت تصویر شده یاتاقان، μ لزجت، N تعداد دور چرخش و W بار اعمالی بر یاتاقان می‌باشند. نمودار مک کی در خصوص ارتباط ضریب اصطکاک (ضریب مالش) و عدد مشخصه یاتاقان مطابق شکل زیر می‌باشد،

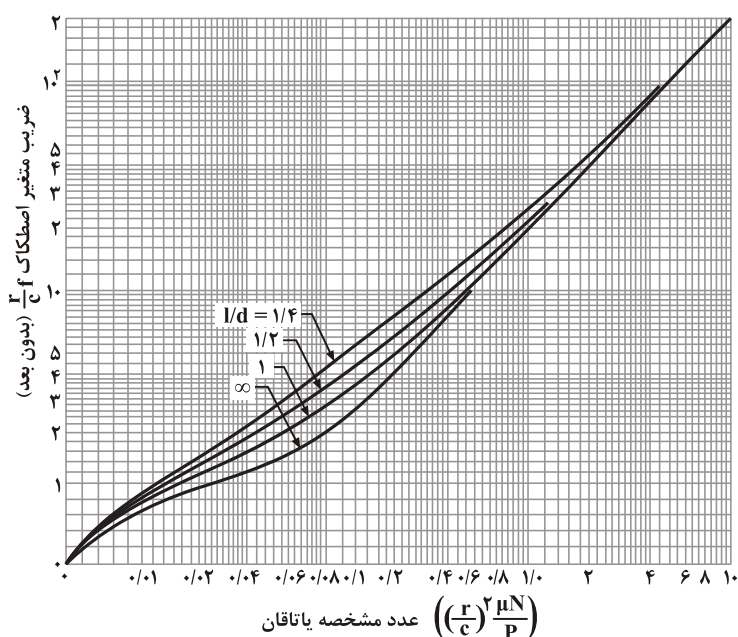


شکل ۷. نمودار مک کی

که مقدار f (ضریب اصطکاک) را بر حسب $\frac{\mu \cdot N}{P}$ (عدد مشخصه یاتاقان) برای یک یاتاقان خاص نشان می‌دهد. دو ناحیه اصلی در دو طرف خط چین وجود دارند، در قسمت راست نمودار اگر دمای روانکار کمی زیاد شود در آن صورت مقدار μ کاهش می‌یابد و $\frac{\mu \cdot N}{P}$ نیز کم می‌شود، در نتیجه f کاهش می‌یابد که نتیجه این امر کاهش دمای روانکار است. از آن جایی که در این منطقه تغییرات خود به خود اصلاح می‌شود به محدوده روانکاری پایدار نیز معروف است.

در سمت چپ نمودار، هر تغییر در مقدار $\frac{\mu \cdot N}{P}$ به سرعت تشدید شده و باعث حالت ناپایداری در یاتاقان می‌گردد. در واقع سمت راست خط چین محدوده روانکاری هیدرودینامیکی (لایه ضخیم) و سمت چپ خط چین محدوده روانکاری مرزی (لایه نازک) می‌باشد. قابل توجه است که روانکاری هیدرودینامیکی می‌تواند تحت شرایطی از جمله لحظه شروع یا پایان حرکت و یا هنگام کاهش مقدار حجم روانکار به روانکاری مرزی تبدیل شود.

نمودار تغییرات متغیر اصطکاک f بر حسب عدد مشخصه یاتاقان به صورت شکل مقابل قابل ترسیم است:



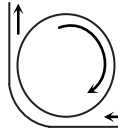
شکل ۸. رابطه ضریب متغیر اصطکاک و عدد سامرفیلد



لازم بذکر است که عدد بدون بعد سامرفیلد برای انواع روانکارها در محدوده $10 < S < 50000$ می‌باشد.

از آنجایی که در حین چرخش محور داخل یاتاقان، بر روی روانکار کار انجام می‌شود لذا دمای روغن در هنگام ترک ناحیه زیر بار بالاتر از زمان ورود است و نمودار ویسکوزیته به وضوح نشان می‌دهد که لزجت به طور محسوسی با افزایش دما افت می‌کند.

روغن بعد از خروج از منطقه فشار (گرم)

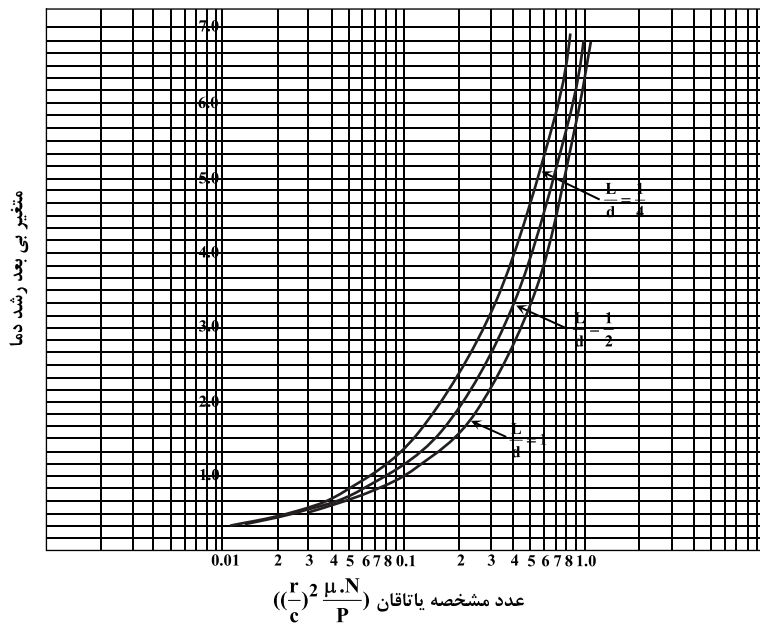


روغن قبل از ورود به منطقه فشار (خنک)

شکل ۹. درجه حرارت روغن در مناطق مختلف یاتاقان

دیگرام‌های تغییرات پارامترهای طراحی براساس عدد مشخصه یاتاقان (عدد سامرفیلد) و نسبت طول به قطر یاتاقان $(\frac{l}{d})$ طبقه‌بندی و تعیین می‌شوند، لذا

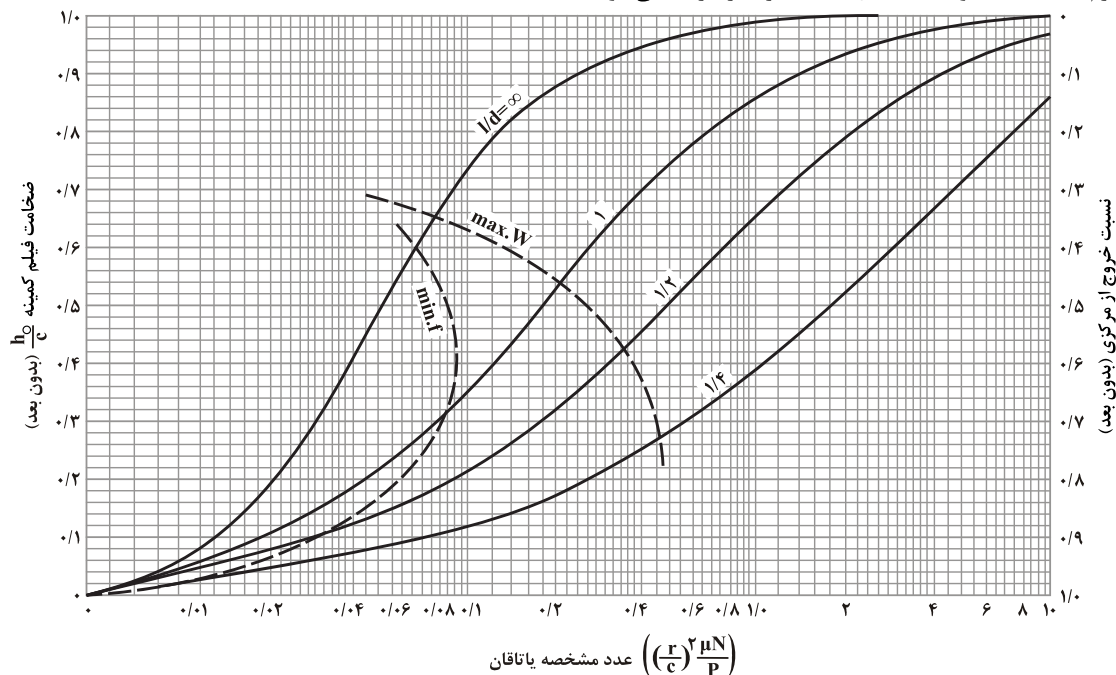
دقت در تعیین مقدار نسبت $\frac{l}{d}$ ، به استخراج صحیح پارامترها از جداول و نمودارها کمک شایانی می‌کند.



شکل ۱۰. تغییرات دما بر اساس عدد مشخصه یاتاقان

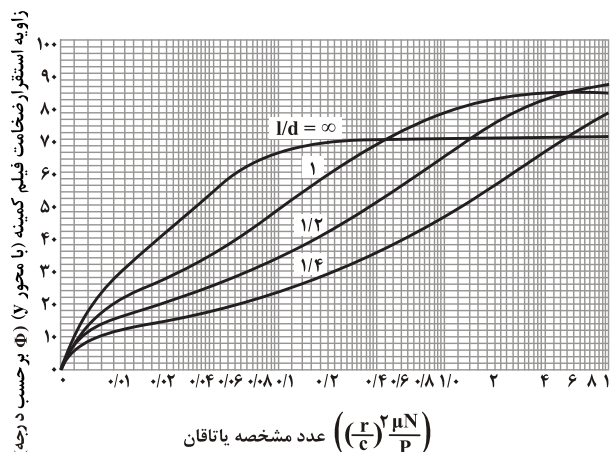
همچنین با معلوم شدن عدد مشخصه یک یاتاقان می‌توان با استفاده از جداول مربوطه مقادیر پارامترهای مهم طراحی نظیر h_0 و ϕ را قرائت نمود.

ذکر این نکته لازم است که معمولاً $5^\circ < \phi < 85^\circ$ در نظر گرفته می‌شود.



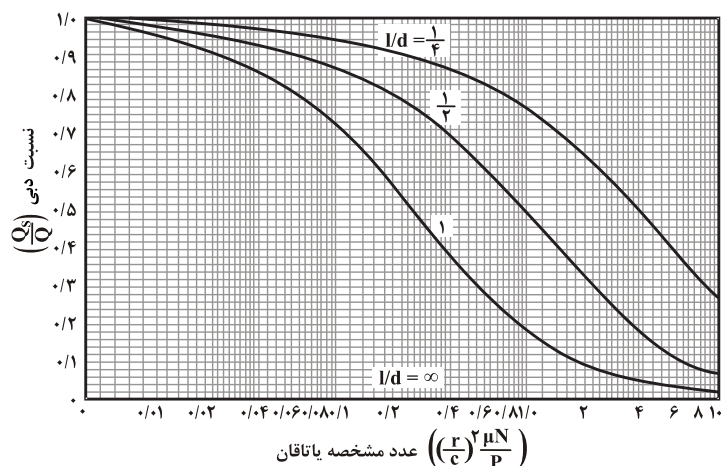
شکل ۱۱. رابطه عدد سامرفیلد و ضخامت فیلم کمینه

مقدار توصیه شده برای h_o در حالتی که سطوح یاتاقان و محور دارای پرداخت خوبی باشند با احتساب ضریب اطمینان ۲ به صورت $h_o \geq 0.005 + 0.0004d$ است که در آن d قطر یاتاقان می‌باشد.

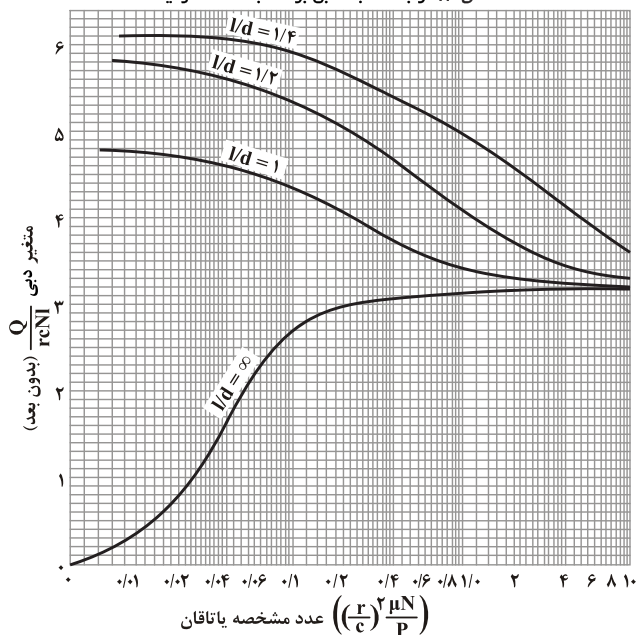


شکل ۱۲. رابطه ϕ و عدد سامرفیلد

منظور از حجم روانکار (Q)، مقدار روغنی است که در اثر چرخش به درون فضای میان محور یاتاقان تلمبه می‌شود، از مقدار روغنی (Q_s) که توسط محور چرخان تلمبه می‌شود، مقدار Q_s از دو سر یاتاقان بیرون می‌زند که به آن **نشت پهلویی** می‌گویند. مقادیر Q و Q_s را می‌توان از نمودارهای زیر برای هر یاتاقانی به دست آورد.



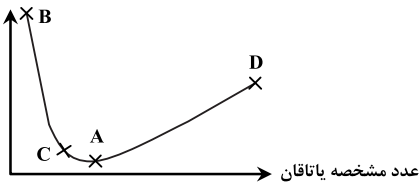
شکل ۱۳. رابطه نسبت دبی بر حسب عدد سامرفیلد



شکل ۱۴. رابطه متغیر بدون بعد دبی بر حسب عدد سامرفیلد

مثال ۵: کدام نقطه از دیاگرام ضریب اصطکاک نسبت به مشخصه یاتاقان، نقطه آغاز تماس فلز با فلز است؟

ضریب اصطکاک

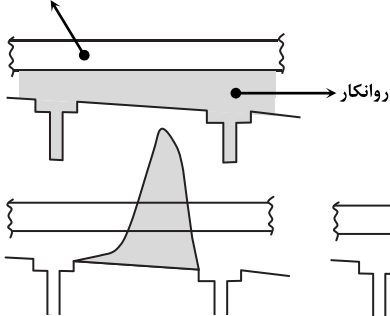


- A (۱)
- B (۲)
- C (۳)
- D (۴)

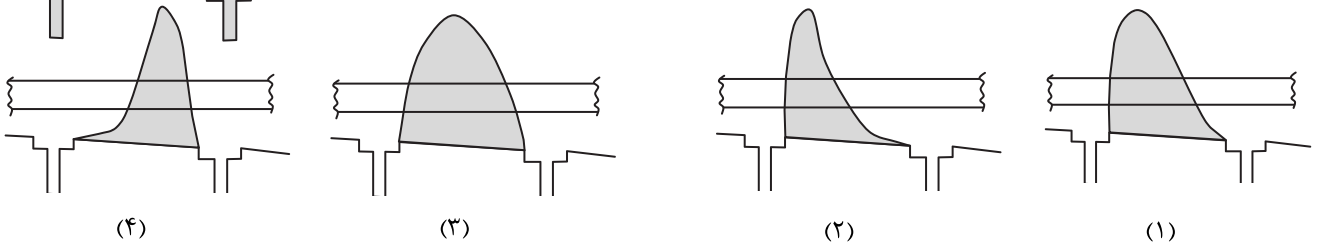
پاسخ: گزینه «۱» ضریب اصطکاک (F) بر حسب مشخصه یاتاقان $(\frac{\mu \cdot N}{P})$ ، در نقطه A دارای کمترین مقدار ممکن است. در این نقطه فیلم روانکار

بسیار نازک است و احتمال تماس فلز با فلز زیاد است.

صفحه چرخان



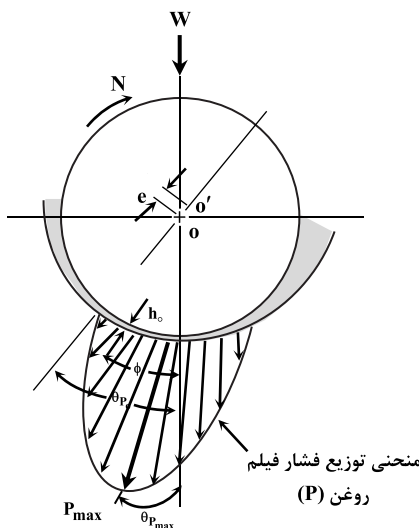
مثال ۶: کدام شکل زیر حالت صحیح توزیع فشار روغن در یک یاتاقان کف گرد را نشان می‌دهد؟



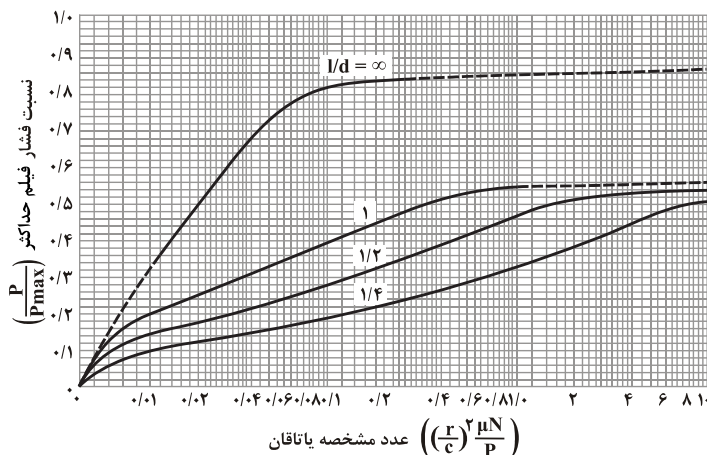
پاسخ: گزینه «۱» از سمت چپ به راست با افزایش سطح، افت فشار به صورت ملایم به وجود می‌آید.

فشار حداکثری که در فیلم روغن به وجود می‌آید را می‌توان با مشخص کردن نسبت $\frac{P}{P_{max}}$ از نمودار مربوطه به دست آورد.

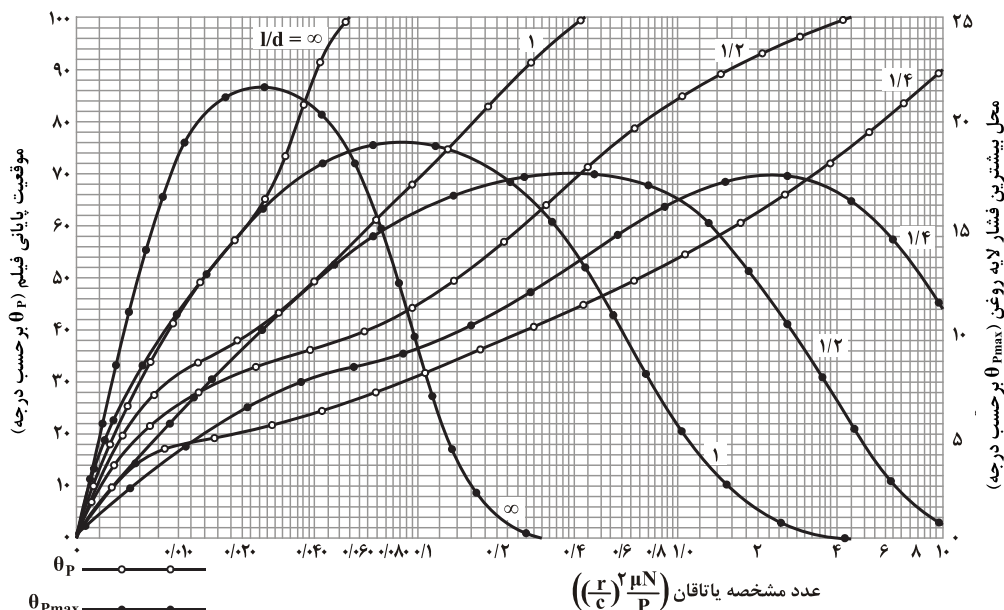
توجه به این نکته حائز اهمیت است که محل وقوع فشار حداکثری فیلم روغن با محل وقوع ضخامت کمینه فیلم روغن (h_o) چنانچه در شکل مقابل قابل رؤیت می‌باشد کاملاً متفاوت است.



شکل ۱۵. توزیع فشار فیلم، فشار حداکثر و محل وقوع ضخامت کمینه



شکل ۱۶. رابطه نسبت فشارها بر حسب عدد مشخصه یاتاقان



شکل ۱۷. رابطه محل بیشترین فشار و رهایی لایه روغن بر حسب عدد مشخصه سامرفیلد

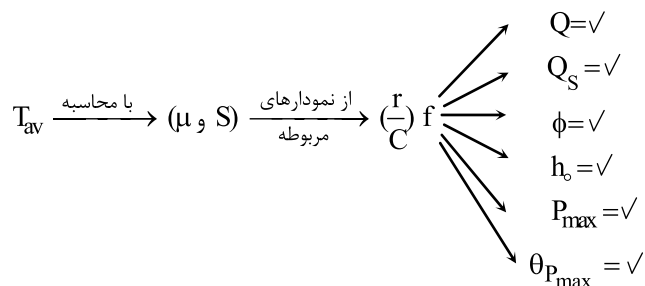
الف - ۷) روش طراحی یاتاقان‌های لغزشی

در یاتاقان‌های لغزشی متغیرهای طراحی دو دسته‌اند:

۱-۷) متغیرهای قابل کنترل مانند: μ (ویسکوزیته)، P (بار بر واحد مساحت تصویر شده یاتاقان)، N (سرعت)، τ ، C ، β و L (چهار پارامتر متداول یاتاقان، به ترتیب معرف شعاع محور، لقی شعاعی، زاویه پوشش و طول یاتاقان)

۲-۷) متغیرهای وابسته که مربوط به راندمان یاتاقان طراحی شده می‌باشند، نظیر: f (ضریب اصطکاک)، ΔT (افزایش دما)، Q (دبی روغن) و h_o (ضخامت فیلم حداقل)

طراحی یاتاقان‌های لغزشی و محاسبه پارامترهای مورد نظر با استفاده از مقادیر ارائه شده در جداول مطابق با دستورالعمل زیر قابل انجام است. شروع طراحی یک یاتاقان ژورنال با مشخص کردن دما می‌باشد، با مشخص بودن مقدار دمای ورودی (T)، به ترتیب: ویسکوزیته (μ) و عدد سامرفیلد (S) قابل محاسبه می‌باشند، سپس از نمودارهای مربوطه می‌توان مقادیر f ($\frac{r}{c}$)، دبی روغن (Q)، دبی پهلویی (Q_s)، زاویه محل h_o (ϕ)، حداقل فاصله شعاعی بین محور و پوسته (h_o)، فشار حداکثر (P_{max}) و زاویه محل وقوع فشار حداکثر ($\theta_{P_{max}}$) را به دست آورد.



لازم به توضیح است که با استفاده از تئوری آلبرت ریموند دمای میانگین (با فرض ویسکوزیته ثابت) یاتاقان ژورنال به صورت $T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T}{\psi}$ قابل

محاسبه است، که در آن: T_1 دمای ورودی و ΔT افزایش دمای حین کار می‌باشد.

لازم به ذکر است که در طراحی این نوع یاتاقان‌ها، دو هدف نهایی زیر مد نظر می‌باشند:

- به حداقل رساندن مقدار اصطکاک

- به حداکثر رساندن بار قابل تحمل توسط یاتاقان

الف - ۸) ملاحظات در طراحی عمومی یاتاقان‌های لغزشی

در طراحی عمومی یاتاقان‌های ژورنال توجه به موارد زیر حائز اهمیت می‌باشد:

- نسبت طول به قطر یاتاقان ($\frac{l}{d}$) بستگی به نوع روانکاری آن دارد.

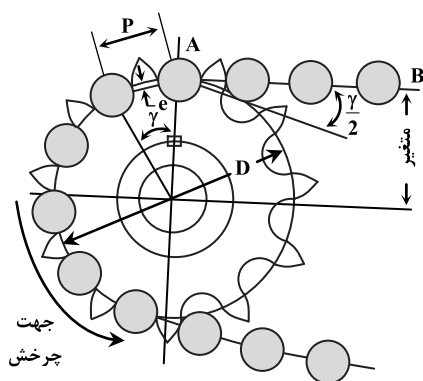
ب) زنجیرها (زنجیر غلتک‌دار)

ب-۱) معرفی

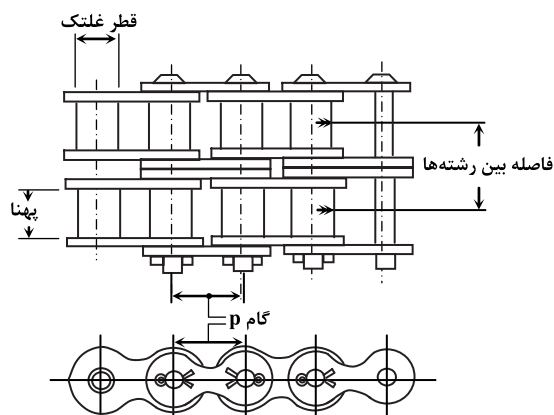
زنجیرها به علت عدم لغزش یا خزش، نسبت سرعت ثابتی را منتقل می‌کنند، عمر طولانی داشته و توانایی راندن چند محور از طریق یک منبع توان را ممکن می‌سازند. زنجیره‌ها، دارای استانداردهای خاص مانند ANSI می‌باشند.

زنجیره‌ها، بر اساس گام طبقه‌بندی می‌شوند، طبق تعریف گام زنجیر (P) عبارت است از فاصله خطی بین مراکز دو غلتک مجاور.

شایان ذکر است که در طراحی زنجیرها تعداد گام‌ها زوج در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۷. درگیری زنجیر و چرخ زنجیر



شکل ۶. بخشی از زنجیر غلتک‌دار دو ردیفه

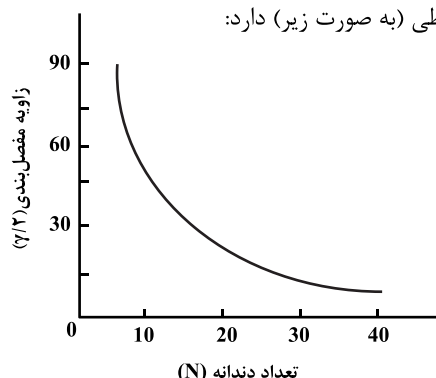
$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{P}{D} \quad \text{یا} \quad D = \frac{P}{\sin(\frac{\gamma}{2})}$$

اگر P گام زنجیر، γ زاویه گام و D قطر گام زنجیر باشند، با استفاده از اشکال فوق داریم:

به " $\frac{\gamma}{2}$ " زاویه نوسان (زاویه مفصل‌بندی) نیز گفته می‌شود. نوسان هر حلقه زنجیر حول زاویه $\frac{\gamma}{2}$ ، روی چرخ زنجیر باعث ایجاد ضربه بین غلتک‌های زنجیر و دندانه‌های چرخ زنجیر و سایش در اتصال حلقه‌ها می‌شود که باعث کاهش عمر و مقاومت خستگی زنجیر را در پی دارد. ضمناً اندازه این زاویه $(\frac{\gamma}{2})$ تابعی از تعداد دندانه‌هاست. اگر تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر N فرض شود، داریم:

$$\gamma = \frac{360}{N} \Rightarrow D = \frac{P}{\sin(\frac{180}{N})} \quad (\text{قطر دایره گام})$$

بدین معنا که این زاویه با تعداد دندانه‌ها ارتباط غیرخطی (به صورت زیر) دارد:



شکل ۸. رابطه بین زاویه مفصل‌بندی و تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر

همچنین سرعت خطی زنجیر برابر است با:

$$V = \frac{N \cdot P \cdot n}{12}$$

در رابطه بالا، N تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر، P گام زنجیر و n سرعت چرخش چرخ زنجیر (دور بر دقیقه) می‌باشند. همچنین بیشترین سرعت خروجی

$$V_{\max} = \frac{\pi D \cdot n}{12} = \frac{\pi n \cdot P}{12 \sin(\frac{\gamma}{2})}$$

برابر است با:

بعلاوه کمترین سرعت خروجی برابر است با:

$$V_{\min} = \frac{\pi n \cdot P \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{12 \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin\left(\frac{18^\circ}{N}\right)} - \frac{1}{\tan\left(\frac{18^\circ}{N}\right)} \right]$$

در این حالت تغییرات سرعت به صورت روبه‌رو تعریف می‌شود:

که به آن **تغییرات وتری** گفته می‌شود و این سرعت باعث ایجاد لرزش در سیستم انتقال می‌گردد.

هر چه تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر (N) بیشتر باشد توان منتقله نیز بیشتر خواهد بود.

زنجیرها به صورت ۱ ردیفه، ۲ ردیفه، ۳ ردیفه و ۴ ردیفه استفاده می‌شوند. توان منتقله توسط این زنجیرها به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

(توان انتقالی) H \Rightarrow زنجیر یک ردیفه (توان انتقالی) $1/7H \Rightarrow$ زنجیر دو ردیفه

(توان انتقالی) $2/5H \Rightarrow$ زنجیر سه ردیفه (توان انتقالی) $3/3H \Rightarrow$ زنجیر چهار ردیفه

اگر چه زیاد بودن دندانه‌ها برای چرخ زنجیر راننده، مطلوب به نظر می‌رسد ولی در موارد معمول بهتر است چرخ زنجیر را تا حد امکان کوچکتر طراحی کنیم به همین دلیل چرخ زنجیر با تعداد دندانه کم مطلوب است.

با توجه به ملاحظات طراحی حداقل تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر $N = 17$ در نظر گرفته می‌شود.

در کنار یک چرخ زنجیر با تعداد دندانه‌های ۱۷، اگر از چرخ زنجیر با تعداد دندانه‌های ۱۹ یا ۲۱ استفاده شود، باعث افزایش عمر و صدای کمتر زنجیر خواهد شد. در ایده‌آل‌ترین وضعیت نسبت سرعت‌ها در چرخ زنجیرها ۶ به ۱ است. همچنین می‌توان از زنجیرها نسبت تبدیل بزرگتر را نیز به قیمت کاهش عمر زنجیر، استخراج نمود.

$$30 \circ P < C < 50 \circ P$$

در زنجیرها بهتر است فاصله مرکز به مرکز چرخ زنجیرها در محدوده تجربی روبه‌رو انتخاب شود:

زنجیرها معمولاً به صورت افقی نصب می‌گردند و برخلاف تسمه‌ها، قسمت تحت کشش سمت بالا و قسمت شل زنجیر سمت پایین قرار می‌گیرد. بهتر است زاویه تماس چرخ زنجیر کوچکتر،

از 12° بیشتر باشد. زنجیرهای غلتکی به ندرت در اثر ضعف استحکام کششی می‌شکنند. علت واقعی شکست این نوع زنجیرها، سایش غلتک‌ها در محل اتصال آنها یا خستگی غلتک‌ها می‌باشد. ضمناً طول زنجیر (L) باید مضرب زوج گام باشد تا از همه دندانه‌ها به یک اندازه استفاده شود.

زنجیرها نیاز به روانکاری با روغن‌های سبک یا نیمه سبک دارند.

ب- ۲) طراحی زنجیرها

از جمله پارامترهای مهم در طراحی زنجیرها، محاسبه طول (L) و فاصله مرکز به مرکز چرخ‌های زنجیر (C) می‌باشد که به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2 P}{4\pi^2 \cdot C}$$

که در آن C فاصله بین مراکز دو چرخ زنجیر است و از رابطه: $A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{P}$ و $C = \frac{P}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right]$ به دست می‌آید و نباید از ۸۰ برابر گام زنجیر بیشتر باشد (مقدار توصیه شده آن بین ۳۰ تا ۵۰ برابر گام است)، N_1 تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر کوچک و N_2 تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر بزرگ می‌باشند.

کلمه مثال ۹: اگر گام زنجیر انتقال توان $\frac{3}{4}$ اینچ و قطر دایره گام ۵ اینچ موردنظر باشند، تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر کدام است؟

۲۳ (۴)

۲۲ (۳)

۲۱ (۲)

۲۰ (۱)

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{18^\circ}{N}\right)}, \sin\left(\frac{18^\circ}{N}\right) = \frac{3}{5}, \frac{18^\circ}{N} = 18/6 \Rightarrow n = 20/9 \approx 20$$

پاسخ: گزینه «۱» تعداد دندانه‌ها برابر است با:

کلمه مثال ۱۰: در مورد زنجیرها کدام جمله نادرست است؟

(۱) تا حد امکان استفاده از چرخ زنجیر با تعداد دندانه کم مطلوب است.

(۲) طولیل‌شدگی گام زنجیر باعث گشاد شدن زنجیر می‌شود.

(۳) استفاده از زنجیر دو ردیفه به جای دو زنجیر یک ردیفه در انتقال قدرت ارجحیت دارد.

(۴) زنجیرهای غلتک‌دار غالباً به دلیل کار زیاد گسیخته می‌شوند.

پاسخ: گزینه «۳» استفاده از دو زنجیر یک ردیفه بهتر از یک زنجیر دو ردیفه می‌باشد.

پ) طناب‌ها

پ-۱) معرفی

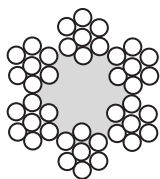
کابل‌ها یا طناب‌های سیمی، نوع دیگری از اجزای انعطاف‌پذیر مکانیکی هستند که معمولاً برای انتقال توان‌های بالا در فواصل دور مقرون به صرفه هستند. روش نام‌گذاری طناب‌ها به صورت: $Y \times Z$ و X می‌باشد.

که در آن X قطر طناب (برحسب mm)، Y تعداد رشته‌ها و Z تعداد سیم‌ها در هر رشته می‌باشد. طناب‌ها به دو صورت پیچیده و بافته می‌شوند:

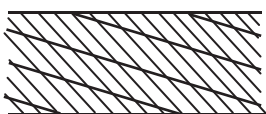
۱) **طناب با تاب منظم:** در این طناب‌ها، جهت تابیدن سیم‌ها و رشته‌ها، مخالف هم می‌باشد، ضمناً سیم‌ها موازی محور کابل دایره می‌شوند و رشته‌ها از هم باز نمی‌شوند.

۲) **طناب با تاب بلند:** در این طناب‌ها، جهت تابیدن سیم‌ها و رشته‌ها یکسان می‌باشد. در این طناب‌ها، سیم‌ها نسبت به محور، مورب قرار می‌گیرند. همین امر باعث می‌شود که مقاومت سایشی و خستگی بیشتری در آنها به وجود آید. احتمال باز شدن در این طناب‌ها زیاد است.

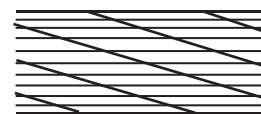
طناب‌های سیمی دارای مغزی می‌باشند و جنس مغزی آنها الیاف، سیم فلزی و یا یک طناب دیگر می‌باشد. مغزی کابل در واقع تکیه‌گاهی برای رشته‌های تحت خمش فراهم می‌سازد.



ج) مقطع کابل 6×7



ب) تاب بلند (مورب)



الف) تاب منظم

شکل ۱. انواع کابل سیمی و مقطع نمونه آن

ک) مثال ۱۱: کدام یک از موارد زیر در مورد طناب‌های سیمی صحیح است؟

۱) طناب‌ها در تاب لنگ، در برابر سایش و خستگی مقاوم‌تر از طناب‌های با تاب منظم هستند.

۲) در طناب‌های با تاب منظم، جهت تابیدن سیم‌ها برای ساختن رشته‌ها، مخالف جهت تابیدن رشته‌ها برای ساختن طناب است.

۳) در طناب‌های با تاب منظم، سیم‌ها و رشته‌ها از هم باز نمی‌شوند، در صورتی که احتمال باز شدن سیم‌ها و رشته‌ها در طناب‌های با تاب لنگ زیاد است.

۴) تمام موارد صحیح است.

پاسخ: گزینه «۴» منظور از تاب لنگ در طناب‌ها همان تاب بلند می‌باشد.

ب-۲) طراحی طناب‌ها

اولین نکته در طراحی طناب‌ها، تعیین مقدار بار استاتیکی آن می‌باشد که این بار عمدتاً شامل: وزن خود طناب، بارهای اضافی ناشی از شوک‌های ناگهانی و اصطکاک تکیه‌گاه‌ها می‌باشد. طناب‌ها در برابر سایش و استحکام کششی طراحی می‌گردند.

$$T_u = A \cdot d^{1/95}$$

طبق تعریف «استحکام کششی کابل» در طناب‌های سیمی عبارت است از:

که در آن A ضریب مقاومت، d قطر کابل برحسب میلی‌متر و T_u استحکام کششی کابل (مقاومت نامی) برحسب KN می‌باشند.

مقدار ضریب مقاومت (ضریب استحکام) A با توجه به مشخصات کابل از جداول مربوطه قابل استخراج می‌باشد که در زیر به نمونه‌هایی از آن اشاره شده است.

جدول ۲. مشخصات برخی از انواع کابل‌های سیمی

مشخصات کابل	ضریب استحکام (A)
FC 6×7	۰/۶۰۸
IWRC 6×7	۰/۶۵۶
FC 6×۱۹	۰/۶۴۳
IWRC 6×۱۹	۰/۶۸۸
IWRC 6×۱۹	۰/۷۹۸
FC 6×۳۷	۰/۶۴۳
IWRC 6×۳۷	۰/۶۸۸
IWRG 6×۳۷	۰/۷۹۸
FC ۸×۱۹	۰/۵۲۰
IWRC ۸×۱۹	۰/۵۷۹
IWRC ۸×۱۹	۰/۶۶۸

ضمناً S_u (استحکام کششی نهایی) برای طناب‌ها برابر است با:

$$S_u = \frac{T_u}{A_m}$$

که در آن A_m مساحت واقعی طناب بوده و از رابطه، $A_m = 0.38d^2$ قابل محاسبه می‌باشد.

هنگامی که طناب به دور یک قرقره پیچیده می‌شود، اجزای آن اندکی تغییر وضعیت می‌دهند و امکان خمش در کابل به وجود می‌آید، بنابراین روابط زیر را خواهیم داشت:

$$M = \frac{E.I}{r}, \quad \sigma = \frac{M.c}{I}$$

$$\sigma = \frac{E.C}{r}$$

با حذف M از روابط فوق داریم:

$$\sigma = E_r \cdot \frac{d_w}{D}$$

r شعاع انحنای طناب بوده و برابر با $\frac{D}{4}$ می‌باشد (D قطر قرقره) لذا:

در رابطه فوق E_r مدول الاستیسیته طناب و d_w قطر هر سیم تکی می‌باشند که طناب را ساخته است.

با توجه به رابطه تنش در طناب‌ها، هر چه نسبت $\frac{D}{d_w}$ بزرگتر باشد، تنش بوجود آمده در آن کمتر خواهد شد، در طراحی‌ها طناب‌ها به صورت تجربی

نسبت $\frac{D}{d_w}$ را ۴۰۰، ۸۰۰ یا ۱۰۰۰ در نظر می‌گیرند. نسبت‌های $\frac{D}{d_w}$ کوچکتر از ۲۰۰ باعث تغییر شکل دائمی در طناب می‌شود.

بار خمشی که موجب تنش کششی در کابل می‌شود، برابر است با:

$$F_b = \sigma \cdot A_m = \frac{E_r \cdot d_w \cdot A_m}{D}$$

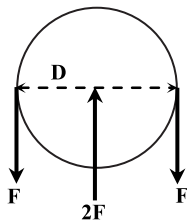
یکی از مواردی که در طراحی کابل باید به آن توجه شود، اثر اصطکاک میان کابل و قرقره است که باعث کاهش مقاومت کابل می‌گردد. هنگامی که کابل حامل بار، از روی قرقره می‌گذرد همانند فنر کش آمده و بر روی قرقره مالیده می‌شود که این امر موجب ساییدگی کابل و قرقره می‌شود. مقدار این سایش بستگی به فشار بین کابل و شیار قرقره دارد که به آن «فشار یا تاقانی» گفته می‌شود و مطابق رابطه زیر مقدار آن به طور تقریب برابر است با:

$$P = \frac{2F}{d \cdot D}$$

d قطر کابل، D قطر چرخ و F نیروی کششی روی کابل است.

لذا مقدار نیروی (F) مجاز برای عمر دائم طناب، $F = \frac{d \cdot D \cdot S_u}{2000}$ می‌باشد.

برای یک کار برد با حساسیت و اهمیت متوسط ضریب اطمینان طناب‌ها را ۵ در نظر می‌گیرند و برای مواردی که خطرات جانی یا شرایط بحرانی مطرح باشد مقدار آن تا ۸ افزایش می‌یابد. نکته مهم این که استفاده از ضریب اطمینان در طراحی کابل‌های سیمی از گسیختگی ناشی از خستگی آن‌ها پیشگیری نمی‌کند.



شکل ۱۱. شماتیک نحوه اعمال نیرو بر قرقره حامل کابل

مثال ۱۲: در یک بالابر معدن از طنابی با مشخصات $50 \text{ mm} \times 19$ استفاده می‌شود. اگر ضریب مقاومت این طناب 0.64 باشد، مقادیر مقاومت

اسمی و استحکام کششی نهایی این طناب به ترتیب کدامند؟

$$\begin{cases} 1315/7 \text{ kN} \\ 1/4 \text{ GPa} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} 2055 \text{ kN} \\ 526 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} 2055 \text{ kN} \\ 1/4 \text{ GPa} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} 1315/7 \text{ kN} \\ 526 \text{ MPa} \end{cases} \quad (1)$$

پاسخ: گزینه «۴» استحکام کششی کابل برابر است با:

$$\begin{cases} T_u = A \cdot d^{1/95} \\ A = 0.64 \end{cases} \Rightarrow T_u = 0.64 \times 50^{1/95} = 1315/7 \text{ kN}$$

استحکام نهایی کابل برابر است با:

$$S_u = \frac{T_u}{A_m} = \frac{T_u}{0.38d^2} = \frac{1315/7 \times 10^3}{0.38 \times (50 \times 10^{-3})^2} = 1/4 \text{ GPa}$$

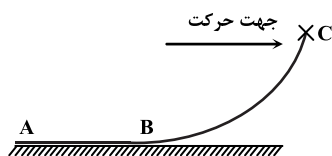
مثال ۱۳: کابلی به طول 40 m به وزن $20 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ به تکیه‌گاه C متصل شده است و 30 m آن روی زمین کشیده می‌شود. ضریب اصطکاک دینامیکی کابل و زمین $0/2$ است. حداکثر کشش کابل برابر است با:

$$T_{\max} = 120\text{ N} \quad (1)$$

$$T_{\max} = 233\text{ N} \quad (2)$$

$$T_{\max} = 320\text{ N} \quad (3)$$

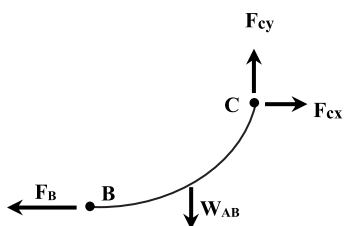
$$T_{\max} = 529\text{ N} \quad (4)$$



پاسخ: گزینه «۲» از آنجایی که قسمت AB به طول 30 m متر روی زمین با اصطکاک کشیده می‌شود، لذا نیروی افقی لازم برای کشیدن کابل از نقطه B برابر است با:

$$F_B = W_{AB} \cdot \mu = (20 \times 30) \times 0/2 = 120$$

حال تعادل استاتیکی در قسمت BC را در نظر می‌گیریم:



$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow F_{Cx} = F_B = 120 \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow F_{Cy} = W_{BC} = 10 \times 20 = 200 \end{cases}$$

حداکثر کشش کابل در نقطه C روی می‌دهد، زیرا نیروی افقی در سراسر کابل برابر $F_B = 120$ است. هرچه به سمت بالا می‌رویم به علت تحمل وزن قسمت بیشتر از کابل، نیروی عمودی افزایش می‌یابد، در نتیجه داریم:

$$F_{\max} = |F_C| = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{120^2 + 200^2} = 233$$

مثال ۱۴: در مورد اجزای انعطاف‌پذیر کدام صحیح نمی‌باشد؟

- (۱) برخلاف زنجیرها که چند ردیفه نیز قابل استفاده هستند، تسمه‌ها، فقط یک ردیفه قابل استفاده می‌باشند.
- (۲) تسمه‌ها در شرایط دمای بالا، مناسب کار نمی‌باشند.
- (۳) در تسمه‌ها قسمت شل تسمه سمت بالای دو چرخ تسمه قرار می‌گیرد.
- (۴) در زنجیرها قسمت شل زنجیر در سمت پایین دو چرخ زنجیر قرار می‌گیرد.

پاسخ: گزینه «۱» تسمه‌ها نیز می‌توانند به صورت چند ردیفه مورد استفاده قرار گیرند.

تست‌های طبقه‌بندی شده بخش پنجم

- کدام یک از موارد زیر در مورد طناب‌های سیمی صحیح است؟
 (مهندسی مکانیک - سراسری ۸۵)
- طناب‌ها در تاب لنگ در برابر سایش و خستگی مقاوم‌تر از طناب‌های با تاب منظم هستند.
 - در طناب‌های با تاب منظم، جهت تابیدن سیم‌ها برای ساختن رشته‌ها، مخالف جهت تابیدن رشته‌ها برای ساختن طناب است.
 - در طناب‌های با تاب منظم سیم‌ها و رشته‌ها از هم باز نمی‌شوند، در صورتی که احتمال باز شدن سیم‌ها و رشته‌ها در طناب‌های با تاب لنگ زیاد است.
 - تمام موارد صحیح می‌باشند.

- در یک سیستم تسمه انتقال قدرت از نوع باز (Open Belt Drive) از تسمه چرمی با خاصیت پیروی از قانون هوک استفاده شده است. در شرایط عملکرد فعلی نیروی کششی ناشی از گریز از مرکز ۱۰٪ نیروی کششی اولیه در تسمه است. هرگاه نیروی کشش اولیه به میزان ۱۹٪ نسبت به شرایط فعلی افزایش داده شود، حداکثر قدرت قابل انتقال چقدر افزایش خواهد یافت؟
 (مهندسی مکانیک - سراسری ۸۵)
- ۱۲٪، دوازده درصد افزایش می‌یابد.
 - ۱۹٪، نوزده درصد افزایش می‌یابد.
 - ۲۱٪، بیست و یک درصد افزایش می‌یابد.
 - ۵۰٪، افزایش نمی‌یابد.

- در یک تسمه تخت، اگر T بیشترین نیروی کششی وارد بر تسمه و m جرم در واحد طول تسمه باشد، تسمه در کدام سرعت خطی (v) بیشترین توان را انتقال می‌دهد؟
 (سراسری ۹۹)

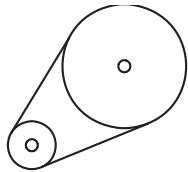
$$\sqrt{\frac{T}{m}} \quad (۴)$$

$$\sqrt{\frac{T}{2m}} \quad (۳)$$

$$\sqrt{\frac{T}{4m}} \quad (۲)$$

$$\sqrt{\frac{T}{3m}} \quad (۱)$$

- در انتقال حرکت توسط تسمه و چرخ تسمه زیر، اگر قطر چرخ تسمه‌ها تغییر نکند و طول تسمه را افزایش دهیم، ظرفیت انتقال توان در صورت ثابت بودن حداکثر کشش در تسمه چگونه تغییر می‌کند؟
 (سراسری ۱۴۰۰)



- کاهش می‌یابد.
- افزایش می‌یابد.
- تغییر نمی‌کند.
- نمی‌توان قضاوت کرد.

پاسخنامه تست‌های طبقه‌بندی شده بخش پنجم

۱- گزینه «۴» توضیح این که طناب با تاب لنگ همان طناب با تاب بلند است، تمام گزینه‌ها صحیح می‌باشند.

$$F_1 = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c, \quad e^{f \cdot \theta} = k$$

۲- گزینه «۲» در یک سیستم انتقال قدرت با تسمه و چرخ تسمه داریم:

$$\begin{cases} H = (F_1 - F_2) \cdot V = 2 \frac{T}{D} \cdot V \\ F_1 - F_2 = 2 \frac{T}{D} \end{cases}$$

$$F_1' = F_1 + 0.19 F_1 = 1.19 F_1$$

طبق فرض مسئله کشش به اندازه ۱۹٪ کشش اولیه زیاد شده است لذا:

$$H_{\max} = 2 F_1 \cdot V \Rightarrow \frac{H'}{H} = \frac{F_1'}{F_1} = \frac{F_1 + 0.19 F_1}{F_1} = \frac{1.19 F_1}{F_1} = 1.19$$

توان منتقله با کشش اولیه (طبق رابطه زیر) ارتباط مستقیم دارد، لذا:

۳- گزینه «۱» بیشترین توان قابل انتقال مربوط به زمانی است که نیروی گریز از مرکز حداقل شود، لذا:

$$F = \frac{m \cdot V^2}{R} \Rightarrow V^2 = \frac{F \cdot R}{m}, \quad \begin{cases} V = \sqrt{\frac{F \cdot R}{m}} \Rightarrow V = \sqrt{\frac{T}{3m}} \\ F_{\max} = T \end{cases}$$

۴- گزینه «۲» با زیاد شدن طول تسمه، فاصله مرکز بر مرکز پولی‌ها نیز افزایش می‌یابد. بنابراین زاویه پوشش تسمه روی پولی بیشتر شده و سبب افزایش کشش کابل می‌شود. با زیاد شدن کشش کابل، توان افزایش می‌یابد.

آزمون بخش پنجم

کله ۱- عامل اساسی انتخاب اجزای مکانیکی انعطاف پذیر به جای چرخ دنده‌ها، محورها و یاتاقان‌ها برای انتقال توان، کدام است؟
 (۱) جذب بارهای شوکی (۲) کشسان بودن (۳) ارزانی نسبی (۴) انتقال توان در مسافت‌های زیاد

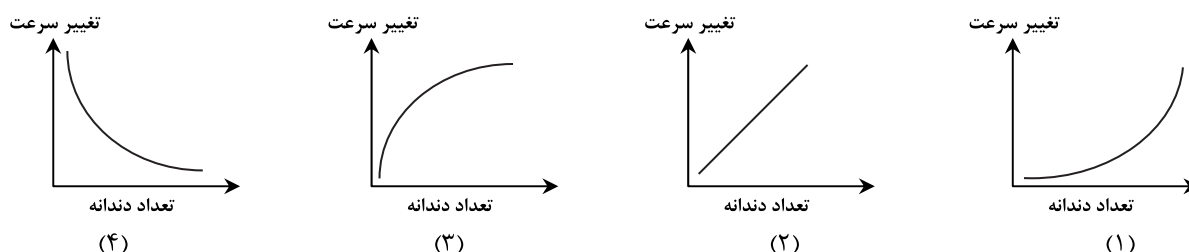
کله ۲- در هنگام استفاده از تسمه‌های تخت، با فرض ثابت بودن قطر پولی‌ها برای بیشتر کردن زاویه پوشش تسمه روی پولی رانده شده کدام گزینه مناسب است؟

- (۱) کم کردن فاصله مراکز پولی‌ها
 (۲) بیشتر کردن فاصله مراکز پولی‌ها
 (۳) جابجایی محل دو پولی
 (۴) استفاده از یک هرزگرد

کله ۳- در مورد تسمه V کدام صحیح است؟

- (۱) اگر تسمه V با سرعت تندتر از 25 m/sec بچرخد راندمان آن به حداکثر مقدار خواهد رسید.
 (۲) با کوچک شدن قطر چرخ تسمه، عمر تسمه V بیشتر می‌شود.
 (۳) تسمه‌های V دارای عمر بسیار محدودی می‌باشند.
 (۴) برای کسب بهترین راندمان در تسمه V سرعت 20 m/sec سرعت مناسبی است.

کله ۴- با توجه به رابطه «تغییر سرعت وتر» در زنجیرها، کدام دیگرام زیر رابطه صحیح تغییرات سرعت وتر بر حسب تعداد دندانه‌ها را نشان می‌دهد؟



کله ۵- در مورد زنجیرها کدام صحیح نمی‌باشد؟

- (۱) در شرایط عادی بهتر است چرخ زنجیر را تا حد امکان کوچکتر طراحی کرد.
 (۲) برای آرام کار کردن در سرعت‌های متوسط و بالا استفاده از چرخ زنجیر راننده با حداقل ۱۵ دندانه مناسب است.
 (۳) چرخ زنجیر راننده شده در اندازه‌های استاندارد، با بیشتر از ۱۲۰ دندانه ساخته نمی‌شود.
 (۴) اگر زنجیر پرچ شده باشد، جرم واحد طول آن کمتر خواهد شد.

کله ۶- ضریب تصحیح دندانه (k_1) برای تعداد ۱۷ دندانه کدام است؟

- (۱) $1/0.5$ (۲) $0/92$ (۳) $1/3$ (۴) $1/11$

کله ۷- توان منتقله توسط زنجیر بعد از انجام تمام اصلاحات کدام است؟ (k_1 ها ضرایب تصحیح می‌باشند)

$$H = k_1 \cdot k_2 \cdot H' \quad (1) \quad H = \frac{k_1}{k_2} \cdot H' \quad (2) \quad H = \frac{k_2}{k_1} \cdot H' \quad (3) \quad H = \frac{H'}{k_1 \cdot k_2} \quad (4)$$

کله ۸- اگر مقاومت کششی در یک تسمه 150 MPa و مقاومت فشاری آن 25 MPa باشد، حداکثر نیروی قابل انتقال آن در صورتی که قطر پولی 100 mm باشد کدام است؟ (ابعاد تسمه $50 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ است)

- (۱) 150 KN (۲) 75 KN (۳) 30 KN (۴) 27 KN

کله ۹- در یک سیستم انتقال قدرت، به ازای کشش‌های $8/04$ و $1/96$ در تسمه‌های دو طرف، برای پولی با قطر 200 mm و سرعت دوران 500 RPM توان منتقله کدام است؟

- (۱) $31/8 \text{ kW}$ (۲) $38/8 \text{ kW}$ (۳) $31/2 \text{ kW}$ (۴) $30/1 \text{ kW}$

کله ۱۰- با کاهش قطر پولی

- (۱) سطح تماس تسمه با پولی بیشتر می‌شود.
 (۲) توان منتقله بیشتر خواهد شد.
 (۳) خستگی در تسمه کاهش می‌یابد.
 (۴) خمش در تسمه بیشتر شده و عمر تسمه کم می‌شود.

بخش ششم: کلاچ و ترمز

مقدمه

کلاچ‌ها و ترمزها، اجزای مکانیکی هستند که در آن‌ها از عامل اصطکاک به منظور انتقال قدرت و یا مستهلک نمودن توان استفاده می‌شود. در کلاچ و ترمز دو جزء با ممان‌های اینرسی I_1 و I_2 و سرعت‌های چرخش ω_1 و ω_2 حرکت می‌کنند که در اثر درگیری با یکدیگر به یک سرعت ثابت می‌رسند. به علت سرعت‌های نابرابر بین این دو جزء لغزش رخ داده و گرما تولید می‌گردد. به صورت کلی کار کلاچ و ترمز ذخیره‌سازی یا انتقال انرژی چرخشی می‌باشد. همچنین چرخ لنگر یکی از اجزاء مکانیکی می‌باشد که وسیله ذخیره انرژی جنبشی است که انرژی جنبشی را با افزایش سرعت زاویه‌ای خود جذب کرده و با کاهش سرعت زاویه‌ای آن را تحول می‌دهد. چرخ لنگرها برای تنظیم سرعت به کار می‌رود.

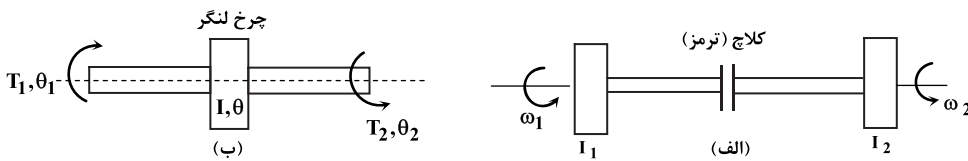
شمای دینامیکی ساده یک کلاچ یا ترمز مالشی در شکل زیر مشاهده می‌شود. در بررسی چنین اجزائی نکات زیر حائز اهمیت می‌باشند:

(الف) نیروی عمل‌کننده

(ب) گشتاور پیچشی منتقل شده

(پ) انرژی از دست رفته

(ت) افزایش دما



شکل ۱. الف) نمایش دینامیکی یک کلاچ یا ترمز و ب) مدل ریاضی یک چرخ لنگر

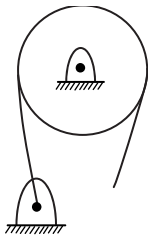
انواع کلاچ و ترمز

بسته به نوع و محل نصب کفشک، انواع متداول کلاچ و ترمز عبارتند از:

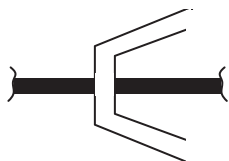
(ب) کلاچ و ترمز با کاسه داخلی (کاسه + کفشک داخلی): دارای انواع حلقه‌های بازشونده، گریز از مرکز، مغناطیسی، هیدرولیکی و پنوماتیکی می‌باشد. به علت بلند بودن طول کفشک، فشار در آن یکنواخت نمی‌باشند.



(ت) کلاچ و ترمز نواری: بر پایه وجود اصطکاک فعال عمل می‌کند.

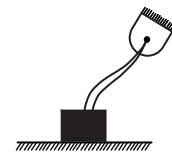


(ج) کلاچ و ترمز مخروطی: در آن کفشک دچار سایش یکنواخت می‌شود و یا تحت تأثیر فشار یکنواخت قرار می‌گیرد.

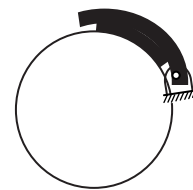


شکل ۲. شماتیک انواع کلاچ‌های رایج

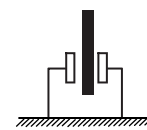
(الف) کلاچ و ترمز لقمه‌ای: دارای توزیع فشار یکنواخت در سطح کفشک می‌باشد.



(پ) کلاچ و ترمز با کاسه خارجی (کاسه + کفشک خارجی): در کفشک، توزیع فشار متناسب‌تر بوده و دارای سطح مؤثر در پراکندگی گرما می‌باشد.



(ث) کلاچ و ترمز دیسکی: اثر نیروی گریز از مرکز در آن ناچیز بوده و سطح تماس بزرگی دارد.

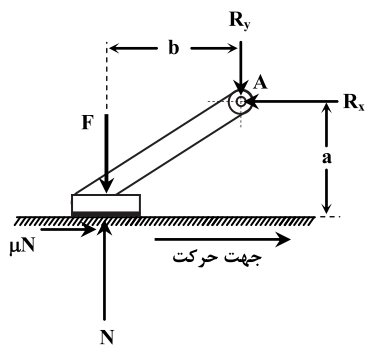


طراحی انواع کلاچ و ترمز

در طراحی کلاچ‌ها و ترمزهای اصطکاک‌ای، ابتدا توزیع فشار روی سطوح مالشی را به دست آورده و سپس رابطه بین فشار حداکثر و فشار هر نقطه را می‌یابیم. در نهایت با استفاده از روابط تعادل، نیروی عمل‌کننده، گشتاور پیچشی و عکس‌العمل تکیه‌گاه‌ها محاسبه خواهند شد.

الف) طراحی کلاچ و ترمز لقمه‌ای

با فرض توزیع یکسان فشار در کفشک (به علت کوچک بودن سطح آن)، برای جلوگیری از حرکت سطح باید نیروی F به صورت عمود بر کفشک وارد گردد، با استفاده از دیاگرام جسم آزاد کفشک، خواهیم داشت:



شکل ۳. کلاچ و ترمز لقمه‌ای

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Rightarrow N = F = P.A \\ \sum M_A = 0 \Rightarrow (F.b) - (N.b) + (\mu.N.a) = 0 \Rightarrow F = \frac{N(b - \mu.a)}{b} \end{cases}$$

در روابط فوق P فشار و A سطح مقطع لقمه (کفشک) می‌باشند.

باتوجه به رابطه محاسبه مقدار نیرو در کفشک، می‌توان سه حالت زیر را نتیجه گرفت:

$$N = P.A \Rightarrow F = \frac{P.A(b - \mu.a)}{b} \begin{cases} b = \mu.a \Rightarrow & \text{شرط خود قفل کنی ترمز (کلاچ) بدین معنی است که هیچ نیرویی برای ترمزگیری لازم نباشد.} \\ b > \mu.a \Rightarrow & \text{برای ترمز کردن، نیروی } F \text{ لازم است.} \\ b < \mu.a \Rightarrow & \text{ترمز، حالت خود تحریکی (خود انرژیزایی) دارد.} \end{cases}$$

توضیح عمومی موارد فوق به صورت زیر است:

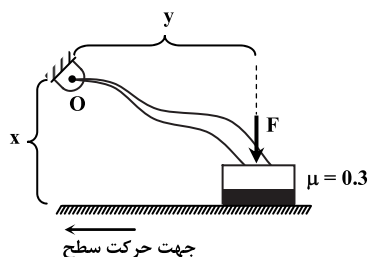
ترمز خود انرژیزا: اگر نیروی اصطکاک به وجود آمده در اثر حرکت، گشتاوری ایجاد کند که به ترمز کردن کمک کند ترمز را «خود انرژیزا» گویند. **ترمز خود قفل شو:** اگر طراحی ترمز به گونه‌ای باشد که بدون اعمال نیرو، عمل ترمز کردن صورت گیرد به ترمز خود قفل شو گویند. **ترمزی که خود قفل شو باشد خود انرژیزا نیز می‌باشد.** کلاچ یا ترمز خود قفل شو، مطلوب طراحی صحیح نمی‌باشد.

$$F_{cr} \geq \frac{b + \bar{u}}{a}$$

ضمناً شرط خود قفل شو بودن ترمز به صورت روبه‌رو نیز بیان می‌شود:

\bar{u} مرکز فشار می‌باشد.

مثال ۱: در ترمز شکل زیر به ازای چه مقدار برای نسبت $\frac{y}{x}$ ، حالت خود قفل کنی (Self Locking) پدید می‌آید؟



(۱) اطلاعات ناکافی است.

(۲) خود قفل کنی به وجود نمی‌آید.

(۳) $0/3 F$

(۴) $0/3$

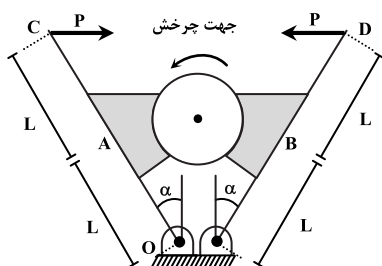
پاسخ: گزینه «۴» با توجه به دیاگرام جسم آزاد کفشک، داریم:

$$\sum M_O = 0 \Rightarrow F.y - N.y + \mu.N.x = 0$$

$$\Rightarrow F = \frac{N(y - \mu.x)}{y} \Rightarrow y = \mu.x \Rightarrow y = 0/3x$$

(شرط خود قفلی)

مثال ۲: اگر ترمزهای A و B ضریب اصطکاک μ داشته باشند، مطلوب است محاسبه گشتاور M که استوانه را در آستانه حرکت قرار دهد؟ (سیستم متقارن و شعاع استوانه R است)



$$M = \frac{4P.R.\mu}{1 + \mu^2 \tan^2 \alpha} \quad (2)$$

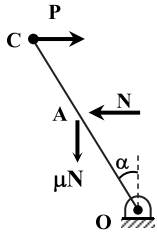
$$M = \frac{4P.R.\mu}{1 - \mu^2 \tan^2 \alpha} \quad (1)$$

$$M = \frac{4P.R.\mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (4)$$

$$M = \frac{4P.R.\mu}{1 - \mu \tan \alpha} \quad (3)$$

پاسخ: گزینه «۴» با فرض آن که دو نقطه A و B دو سر قطر افقی استوانه و N نیروی عمودی بین کفشک‌ها و استوانه باشند، تعادل گشتاور میله OAC را حول نقطه O می‌نویسیم:

$$\sum M_O = 0 \Rightarrow P(2L \cdot \cos \alpha) = N(L \cdot \cos \alpha) + \mu N(L \cdot \sin \alpha) \Rightarrow N = \frac{2P}{1 + \mu \cdot \tan \alpha}$$



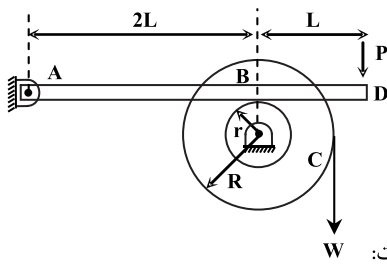
$$F_f = \mu N = \frac{2P \cdot \mu}{1 + \mu \cdot \tan \alpha}$$

پس نیروی اصطکاک در هر یک از کفشک‌های A و B برابر است با:

$$T = 2F_f \cdot R = \frac{4P \cdot R \cdot \mu}{1 + \mu \cdot \tan \alpha}$$

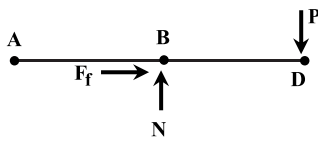
و گشتاور اصطکاک برابر است با:

مثال ۳: اگر ضریب اصطکاک بین کفشک B و چرخ C $\mu = 0.3$ باشد، ماکزیمم وزن W که توسط نیروی P نگه داشته می‌شود کدام است؟ ($R = 2r$)



- ۱) $0.225P$
- ۲) $0.45P$
- ۳) $0.3P$
- ۴) $0.5P$

پاسخ: گزینه «۱» با رسم دیاگرام جسم آزاد میله ABD و برقراری رابطه تعادل گشتاورها خواهیم داشت:

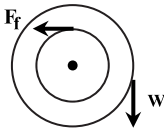


$$\sum M_A = 0 \Rightarrow P \times 3L = N \times 2L \Rightarrow N = \frac{3}{2}P$$

$$F_{f \max} = \mu \cdot N = 0.3 \left(\frac{3}{2}P \right) = \frac{0.9}{2}P$$

مقدار حداکثر نیروی اصطکاک (F_f) برابر است با:

تعادل گشتاور چرخ C حول لولای وسط آن برابر است:



$$W_{\max}(R) = F_{f \max}(r) \Rightarrow W_{\max} = \frac{F_{f \max}}{2} \Rightarrow W_{\max} = \frac{0.9P}{2} = 0.225P$$

ب) طراحی کلاچ و ترمز کاسه‌ای (دوره‌دار) با کفشک داخلی

در این نوع کلاچ و ترمز، کفشک در نقطه A لولا شده است و نیروی عمل‌کننده به سر دیگر آن اعمال می‌گردد. به علت بلند بودن کفشک، فشار در سراسر آن یکنواخت نخواهد بود و مقدار فشار در پاشنه کفشک صفر می‌باشد. فشار حداکثر را با P_a و زاویه‌ای که این فشار حداکثر در آن اتفاق می‌افتد را θ_a نمایش می‌دهند. برای محاسبه نحوه توزیع فشار، فرض می‌شود فشار در هر نقطه متناسب با فاصله عمودی آن نقطه تا لولا است. در نتیجه داریم:

$$\frac{P}{\sin \theta} = \frac{P_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow P = P_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a}$$

شکل ۴. کلاچ و ترمز با کفشک داخلی

از معادله بالا در می‌یابیم، هنگامی فشار (P) بیشترین مقدار خود را خواهد داشت که یا $\theta = 90^\circ$ باشد و یا زاویه سرکفشک کمتر از 90° باشد، P در سرکفشک بیشترین مقدار ممکن را خواهد داشت. در چنین کلاچ و ترمزی، گشتاور ناشی از نیروی اصطکاک را، M_f و گشتاور نیروهای عکس‌عملی را با M_N نمایش می‌دهند، که مقادیر این دو گشتاور برابرند با:

$$M_f = \frac{\mu \cdot P_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta, \quad M_N = \frac{P_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$F = \frac{M_N - M_f}{C}$$

لذا مقدار نیروی لازم برای ترمز کردن برابر است با:

که در آن C فاصله محل اثر نیرو تا لولا می‌باشد.