Chapter 4th

Screws, Fasteners, and the Design of Nonpermanent Joints

پیچ‌دنده مارپیچی بی‌شک یک اختراع مکانیکی بسیار مهم بود. این پیچ پایهٔ پیچ‌های انتقال توان است که حرکت زاویه‌ای را به حرکت خطی بدل می‌کند تا توان را انتقال دهد یا نیروی بزرگی پدید آورد (پرس‌ها، جک‌ها، و دیگر). بست‌های رزوه‌دار، عضو مهمی در اتصال‌های غیردائمی هستند.

در این کتاب دست‌مایه‌ای از دانش روش‌های مقدماتی اتصال دادن فراهم شده است. روش‌های مرسوم اتصال یا بستن قطعات، چنین طرح‌هایی را به‌شکل پیچ، مهره، پیچ‌های سرخزینه، پیچ‌های تثبیت، پرچ‌ها، نگهدارنده‌های فنری، طرح قفل‌ها، پین‌ها، خارها، جوش و چسب‌ها به‌کار می‌برند. مطالعات در نقشه‌کشی مهندسی و در فلزکاری اغلب شامل توضیحاتی دربارهٔ روش‌های گوناگون اتصال است و هر فرد علاقمند به مهندسی مکانیک خواستار پیش‌زمینهٔ خوبی دربارهٔ روش‌های بستن می‌شود. برعکس تأکید نخست، این موضوع یکی از جالب‌ترین مباحث در همه گسترهٔ طراحی مکانیکی است.

یکی از آماج‌های کلیدی طراحی معمول برای ساخت، کاستن از شمار بست‌هاست. با این‌حال همیشه برای آسان پیاده کردن اجزاء به هر منظور به بست‌ها نیاز است. برای نمونه، هواپیماهای غول پیکری همچون Boeing's 747 به ۲٫۵ میلیون بست نیاز دارد که برخی از آنها دانه‌ای چند دلار هزینه دارد. برای کاهش هزینه، سازندگان هواپیما و شرکت‌های تابع آنها پیوسته درحال بررسی طرح‌های تازهٔ بست‌ها، نصب و ابزار آنها هستند.

شمار نوآوری‌ها در زمینه بست‌ها، در بررسی هر دوره حیرت‌آور است. گونه‌های بسیار گسترده‌ای از بست‌ها برای گزینش در دسترس طراح است. مهندسان سخت‌کوش و باریک‌بین به‌طور معمول دفترچه‌های یادداشتی تنها برای بست‌ها دارند. روش‌های اتصال قطعات در مهندسی طراحی کیفیت، بسیار مهم است و داشتن درک عمیق از عملکرد بست‌ها و اتصالات در همه شرایط کاربرد و طراحی آنها مهم است.

۸-۱ استانداردهای دنده و تعاریف (Thread Standards and Definitions)

واژه‌های فنی دنده‌ها یا رزوه‌های پیچ در شکل ۸-۱ چنین است:

گام پیچ، فاصله بین دو دندهٔ متوالی به موازات محور پیچ است. گام در واحدهای U.S.، عکس تعداد دنده در هر اینچ است.

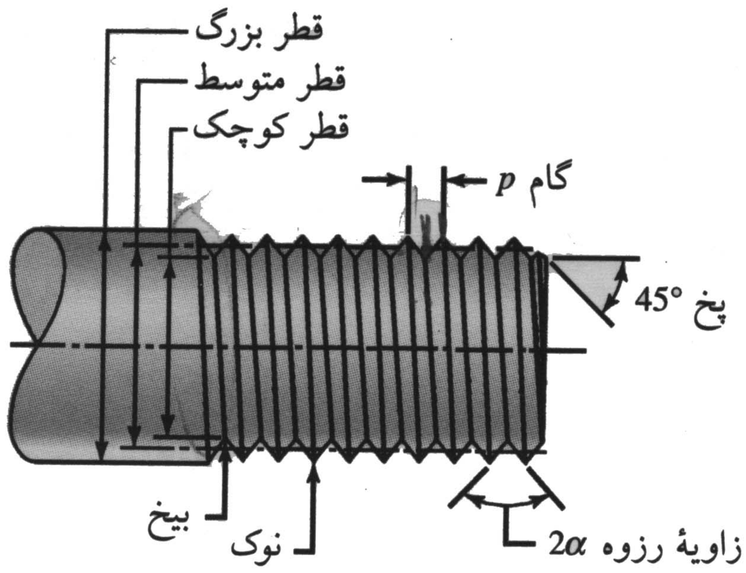
قطر بزرگ d، بزرگ‌ترین قطر دندهٔ پیچ است

قطر کوچک [قطر ریشه. م.] d_r یا d_1، کوچک‌ترین قطر دندهٔ پیچ است. راهنما یا پیش‌بر، در شکل نیست، طول جابه‌جایی مهره به موازی محور، پس از یک دور چرخیدن است. برای پیچ‌های یک راهه (یک نخه) شکل ۸-۱، مقدار پیش‌بر با گام دنده یکی است.

یک **پیچ چندراهه**، دو یا چند ردیف دنده در کنار هم دارد (مثل دو یا چند رشته نخ که در کنار هم روی یک مداد بپیچند.) همه پیچ‌ها، مهره‌ها یا قطعات رزوه‌دارِ استاندارد، رزوهٔ یک راهه دارند. در **پیچ دوراهه**، اندازهٔ پیش‌بر دوبرابر گام آن است و در **پیچ سه‌راهه**، سه‌برابر گام و... تا آخر.

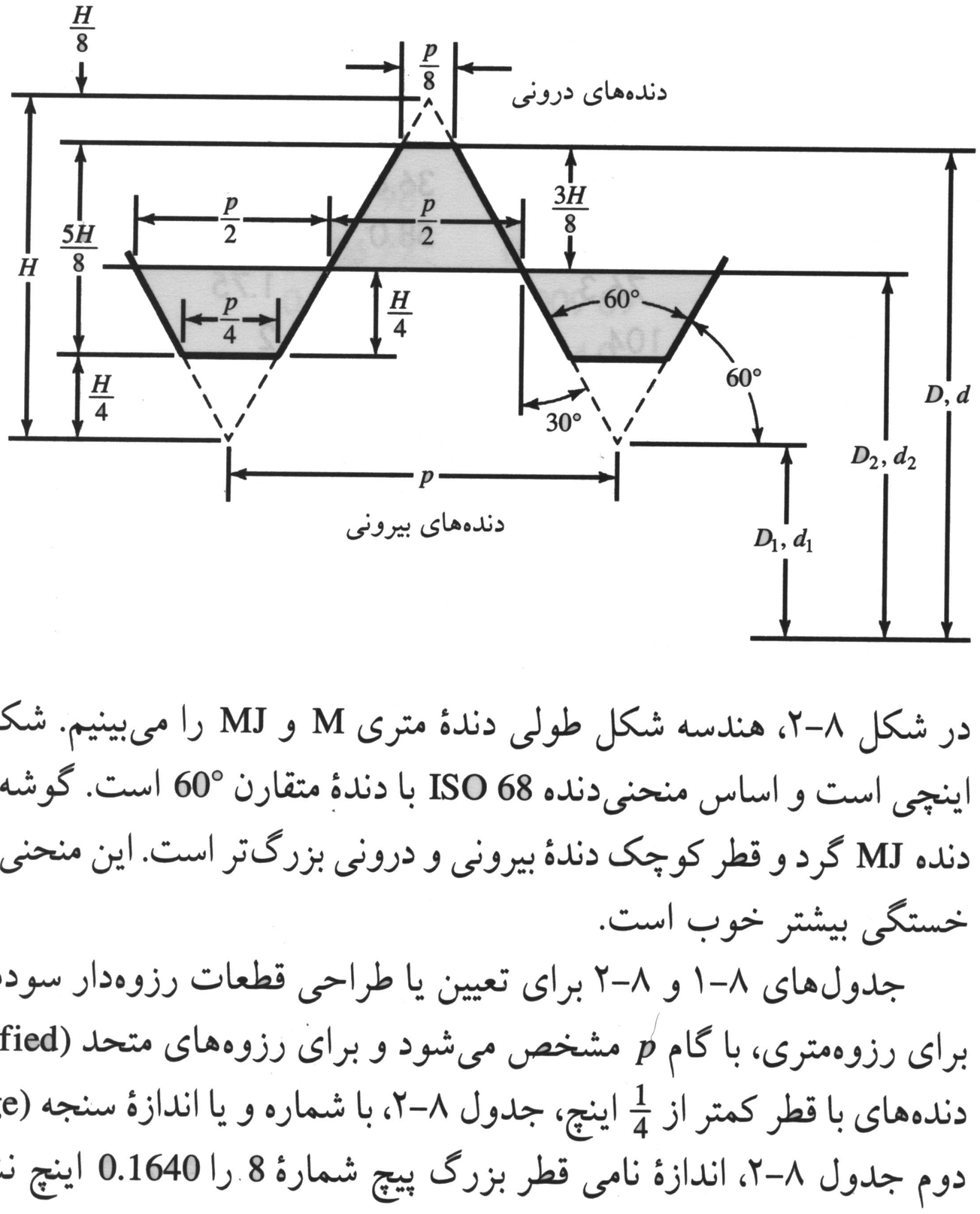
همهٔ رزوه‌ها را طبق **قانون دست راست** می‌سازند، مگر ذکر شود.

در آمریکا و بریتانیا، **استاندارد ملی *Unified*** (متحد) دنده‌ها برای همه قطعات رزوه‌دار به‌کار می‌رود که زاویه دنده $60°$ و نوک دنده‌ها تخت یا گرد است.



شکل ۸-۱

واژه‌های فنی دنده‌پیچ‌ها، گوشه‌های تیز برای آشکار بودن است و در عمل نوک یا بیخ دنده‌ها را تخت یا گرد می‌سازند.



شکل ۸-۲

منحنی دندهٔ مبنا، رزوه‌های متری M و MJ، $D(d)$ = قطر بزرگ مبنای رزوه درونی (بیرونی) $D_1(d_1)$ = قطر کوچک مبنای رزوه درونی (بیرونی)، $D_2(d_2)$ = قطر گام مبنای رزوه درونی (بیرونی)، p = گام، $H = 0.5(3)^{1/2}p$.

در شکل ۸-۲، هندسه شکل طولی دندهٔ متری M و MJ را می‌بینیم. شکل دندهٔ M به‌جای گروه‌بندی اینچی است و اساس منحنی‌دنده ISO 68 با دندهٔ متقارن 60° است. گوشه ریشه رزوهٔ بیرونی در منحنی دنده MJ گرد و قطر کوچک دندهٔ بیرونی و درونی بزرگ‌تر است. این منحنی دنده، بخصوص برای مقاومت خستگی بیشتر خوب است.

جدول‌های ۸-۱ و ۸-۲ برای تعیین یا طراحی قطعات رزوه‌دار سودمند است. بدان که اندازه دنده برای رزوه‌متری، با گام p مشخص می‌شود و برای رزوه‌های متحد (Unified)، تعداد دنده در اینچ N. دنده‌های با قطر کمتر از $\frac{1}{4}$ اینچ، جدول ۸-۲، با شماره و یا اندازهٔ سنجه (gauge) شناخته می‌شوند. ستون دوم جدول ۸-۲، اندازهٔ نامی قطر بزرگ پیچ شمارهٔ 8 را 0.1640 اینچ نشان می‌دهد.

آزمون‌های فراوان کشش میله‌های رزوه‌دار نشان می‌دهد که مقاومت کششی میلهٔ صافی به‌قطر معدل قطرگام و قطر ریشه پیچ با مقاومت آن پیچ یکسان است. مساحت این مقطع را مساحت کششی A_t میله‌رزوه‌دار گویند. فهرست مقادیر A_t در هردو جدول هست.

سیستم رزوه‌های متحد (Unified)، دو گروه اصلی UN و UNR دارد. فرقشان ساده است. در گروه‌های UNR باید شعاع ریشه به‌کار رود. در گروه‌های UNR، به‌علت ضریب تمرکز تنش کمتر، مقاومت خستگی بیشتر است. در رزوه‌های متحد، قطر بزرگ نامی، تعداد دنده در اینچ و گروه رزوهٔ آنها مشخص می‌شوند. برای نمونه $\frac{5}{8}$in-18 UNRF یا 0.625 in.

رزوه‌های متری، با قطر و گام به میلی‌متر مشخص می‌شوند. پس M12×1.75، رزوه‌ای به‌قطر بزرگ نامی 12 mm و گام 1.75 mm است. بدان که حرف M پیش از قطر می‌آید و به‌نشان متری بودن است.

جدول ۸-۱
قطر و مساحت مقطع پیچ‌های متری، دنده درشت و دنده ریز (اندازه‌ها به میلی‌متر)*

قطر بزرگ نامی d	گام p	گروه‌های درشت گام: سطح تنش کششی A_t	گروه‌های درشت گام: مساحت قطر ریشه A_r	گروه‌های ریز گام: گام p	گروه‌های ریز گام: سطح تنش کششی A_t	گروه‌های ریز گام: مساحت قطر ریشه A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

*معادلات و داده‌ها در ANSI B1.1-1974 و B18.3.1-1978 برای محاسبه مقادیر این جدول به‌کار رفته است. قطر ریشه از $d_r = d - 1.226\,869p$ و قطر گام از $d_m = d - 0.649\,519p$ پیدا شد. میانگین قطر گام و قطر ریشه برای محاسبه سطح تنش کششی به‌کار رفت.

رزوه‌های دنده مربع و ذوزنقه (Acme)، به‌ترتیب شکل‌های ۸-۳الف و ب برای پیچ‌های انتقال توان به‌کار می‌رود. جدول ۸-۳ فهرست گام‌های برتر گروه دنده‌های اینچی Acme است هرچند گام‌های دیگر نیز اغلب مجاز است چون نیاز آنچنانی به استاندارد بودنشان نیست.

رزوه‌های مربع و Acme به فراوانی اصلاح می‌شوند. برای نمونه گاهی دنده مربع را با زاویه 10° تا 15° ذوزنقه‌ای با قلم تک تیغه به‌آسانی می‌تراشند. این‌کار با حفظ کارایی دنده‌های مربع، تراش را آسان‌تر می‌کند. دنده‌های Acme را نیز گاهی کوتاه‌تر (گودی کمتر) می‌تراشند که قطر ریشه بزرگ‌تر و ظرفیت نیرو بیشتر می‌شود.

جدول ۸-۲

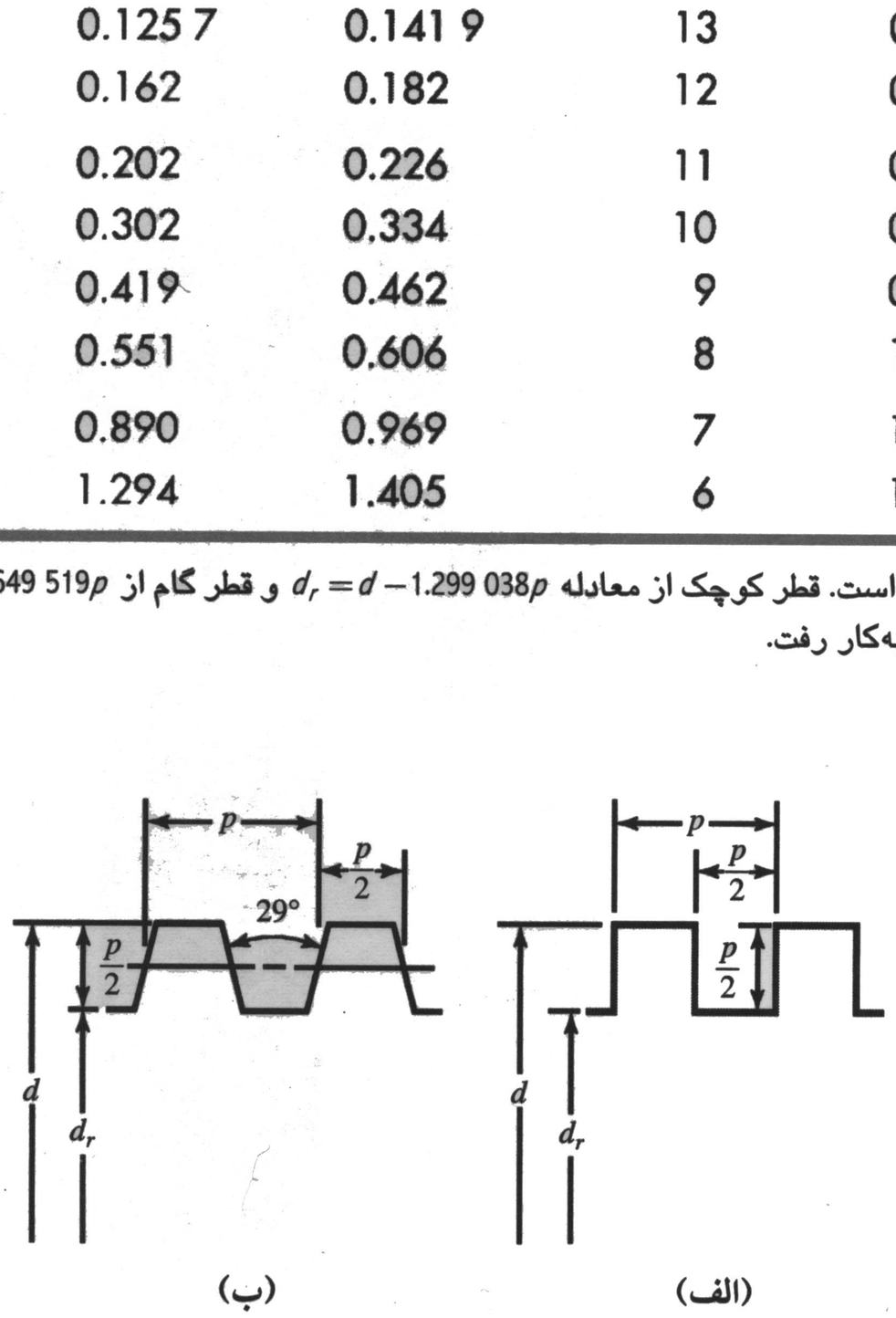
قطر و سطح مقطع پیچ‌های دنده متحد (Unified) اینچی UNC و UNF*

نشان اندازه	قطر نامی بزرگ in	گروه‌های درشت—UNC			گروه‌های ریز—UNF		
		تعداد دنده در اینچ N	مقطع تنش کششی A_t in^2	مقطع قطر کوچک A_r in^2	تعداد دنده در اینچ N	مقطع تنش کششی A_t in^2	مقطع قطر کوچک A_r in^2
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

*این جدول از ANSI B1.1-1974 آمده است. قطر کوچک از معادله $d_r = d - 1.299\,038p$ و قطر گام از $d_m = d - 0.649\,519p$ به‌دست آمد. میانگین قطر گام و قطر کوچک برای محاسبه مقطع تنش کششی به‌کار رفت.

شکل ۸-۳

(الف) دنده مربع؛
(ب) دنده Acme.



جدول ۸-۳
گام‌های برتر برای دندهٔ Acme.

d, in	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p, in	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

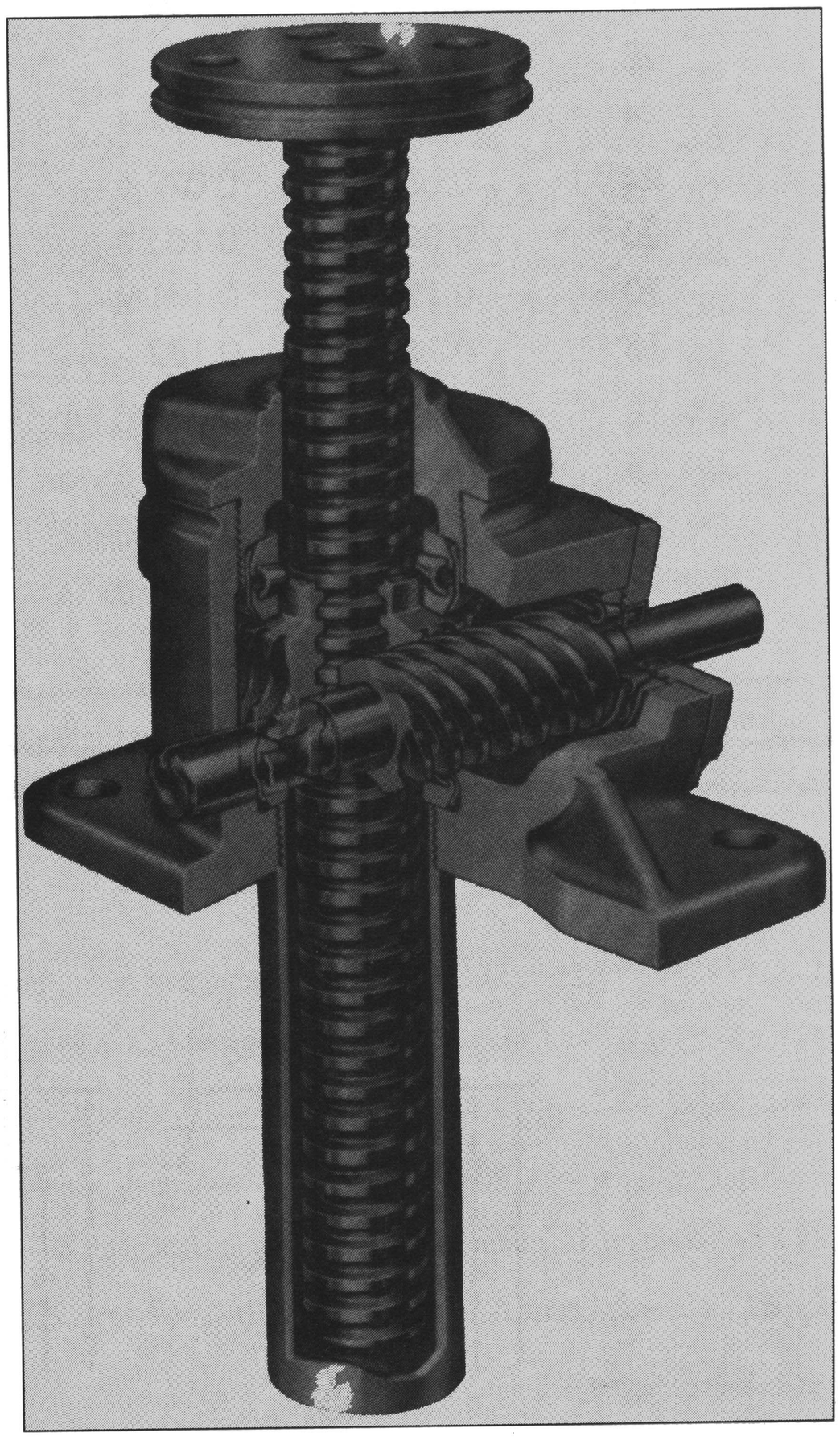
۸-۲ مکانیک پیچ قدرت (The Mechanics of Power Screws)

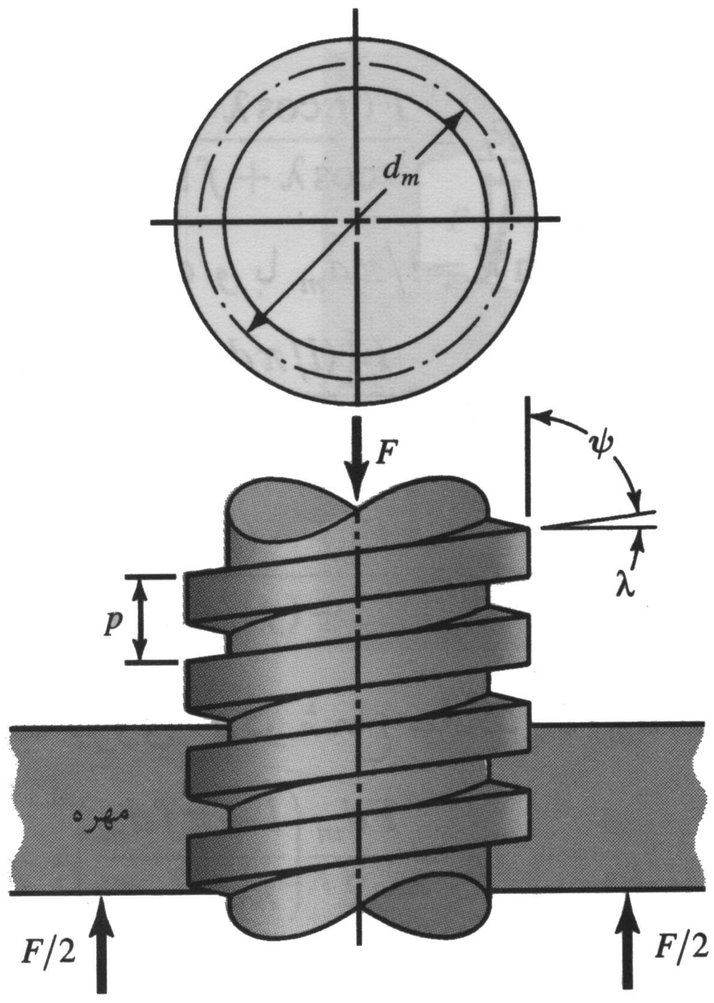
پیچ قدرت برای تغییر حرکت زاویه‌ای به خطی در ماشین‌ها و انتقال توان به‌کار می‌رود. نمونهٔ آشنای آن، پیچ راهنمای (ساپورت‌ها) ماشین‌تراش، پیچ‌گیره‌ها، پرس‌ها و بالابرها (jacks) هستند.

شکل ۸-۴ یک کاربرد پیچ قدرت برای جک پیچی با منبع توان خارجی را نشان می‌دهد. باید بتوانی حلزون، چرخ حلزون و پیچ و مهره را ازهم بشناسی. آیا چرخ حلزون روی یک یاتاقان تکیه دارد یا روی دوتا؟

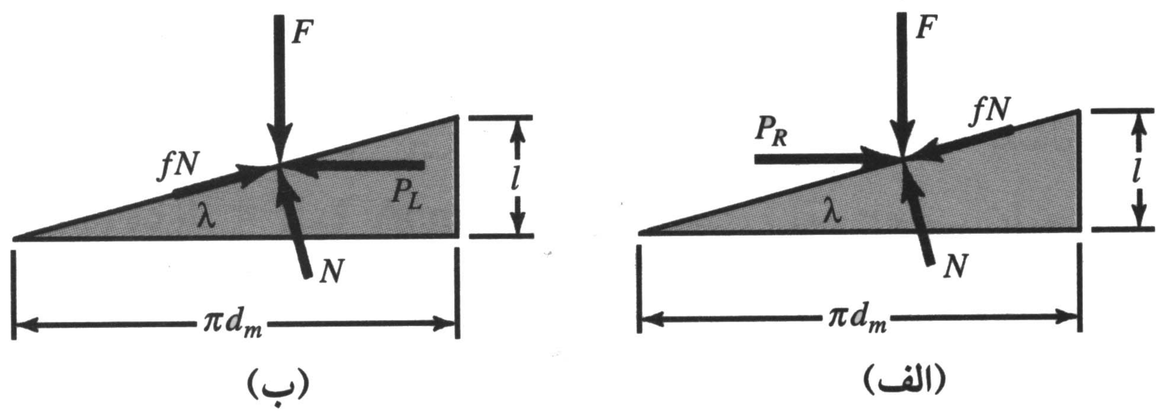
در شکل ۸-۵ یک پیچ قدرت با رزوه مربع یک‌راهه را می‌بینی که با قطر میانگین d_m، گام p، زاویه پیش‌بر λ و زاویه مارپیچ ψ، زیر بار نیروی فشاری F است. می‌خواهیم رابطهٔ گشتاور لازم برای بالا بردن و پایین آوردن بار را پیدا کنیم.

شکل ۸-۴
جک پیچی حلزون Joyce.





شکل ۸-۵
تکه‌ای از یک پیچ قدرت.



شکل ۸-۶
نمودار نیروها: (الف) بالا بردن بار؛ (ب) پائین آوردن بار.

نخست انگار کن که فقط یک دور از دندهٔ پیچ را بگسترانیم (شکل ۸-۶). سپس لبه دنده، وتر مثلث قائم الزاویه‌ای است که قاعدهٔ آن، محیط دایره‌ای به‌قطر میانگین دنده و ارتفاعش، مقدار پیش‌بر دنده است. زاویه λ در شکل‌های ۸-۵ و ۸-۶ همان زاویه پیش‌بر است. جمع همهٔ نیروهای محوری که بر دنده وارد می‌شود را با F نشان می‌دهیم. نیروی P_R نیروی بالابر بار است که به‌سوی راست وارد می‌شود (شکل ۸-۶الف) و برای پایین آوردن، نیروی P_L به چپ عمل می‌کند (شکل ۸-۶ب). نیروی مالشی برابر ضریب مالش f در نیروی عمودی N و مخالف حرکت است و این سیستم، زیر اثر نیروهای یاد شده، در تعادل است. پس برای بالا بردن بار،

$$\sum F_H = P_R - N\sin\lambda - fN\cos\lambda = 0$$
$$\sum F_V = F + fN\sin\lambda - N\cos\lambda = 0 \qquad \text{(الف)}$$

و به‌همین روش، برای پایین آوردن بار،

$$\sum F_H = -P_L - N\sin\lambda + fN\cos\lambda = 0$$
$$\sum F_V = F - fN\sin\lambda - N\cos\lambda = 0 \qquad \text{(ب)}$$

چون دانستن نیروی عمودی N لازم نیست، آن را از روابط حذف و P را حساب می‌کنیم. برای بالا بردن بار،

$$P_R = \frac{F(\sin\lambda + f\cos\lambda)}{\cos\lambda - f\sin\lambda} \qquad \text{(ج)}$$

و برای پایین آوردن بار،

$$P_L = \frac{F(f\cos\lambda - \sin\lambda)}{\cos\lambda + f\sin\lambda} \qquad (د)$$

با تقسیم صورت و مخرج دو معادله به $\cos\lambda$ و با $\tan\lambda = l/\pi d_m$، از شکل ۸-۶ به‌ترتیب داریم

$$P_R = \frac{F[(l/\pi d_m) + f]}{1 - (fl/\pi d_m)} \qquad (ه)$$

$$P_L = \frac{F[f - (l/\pi d_m)]}{1 + (fl/\pi d_m)} \qquad (و)$$

در آخر هم گشتاور لازم، حاصلضرب نیروی P در شعاع میانگین $d_m/2$ است. پس برای بالا بردن بار،

$$T_R = \frac{Fd_m}{2}\left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl}\right) \qquad (۸-۱)$$

که T_R گشتاور لازم، هم برای غلبه بر نیروی مالشی دنده و هم بالابردن بار است.

برای پایین آوردن بار هم، از مع. (و) چنین است

$$T_L = \frac{Fd_m}{2}\left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + fl}\right) \qquad (۸-۲)$$

این گشتاور باید برقسمتی از نیروی مالشی هم غلبه کند تا بار پایین بیاید. گاهی ممکن است بزرگ بودن بار با کم بودن مالش سبب پایین آمدن خودبه‌خود بار گردد و پیچ، بی نیروی خارجی بچرخد. در این‌جا، گشتاور T_L در مع. (۸-۲)، منفی یا صفر می‌شود. اگر گشتاور این معادله مثبت باشد، پیچ را **خود قفل کن** (***self-locking***) گویند. پس شرایط خود قفل کنی چنین است

$$\pi f d_m > l$$

اگر دو طرف نامعادله را بر πd_m تقسیم کنیم، با $l/\pi d_m = \tan\lambda$، چنین به‌دست می‌آید

$$f > \tan\lambda \qquad (۸-۳)$$

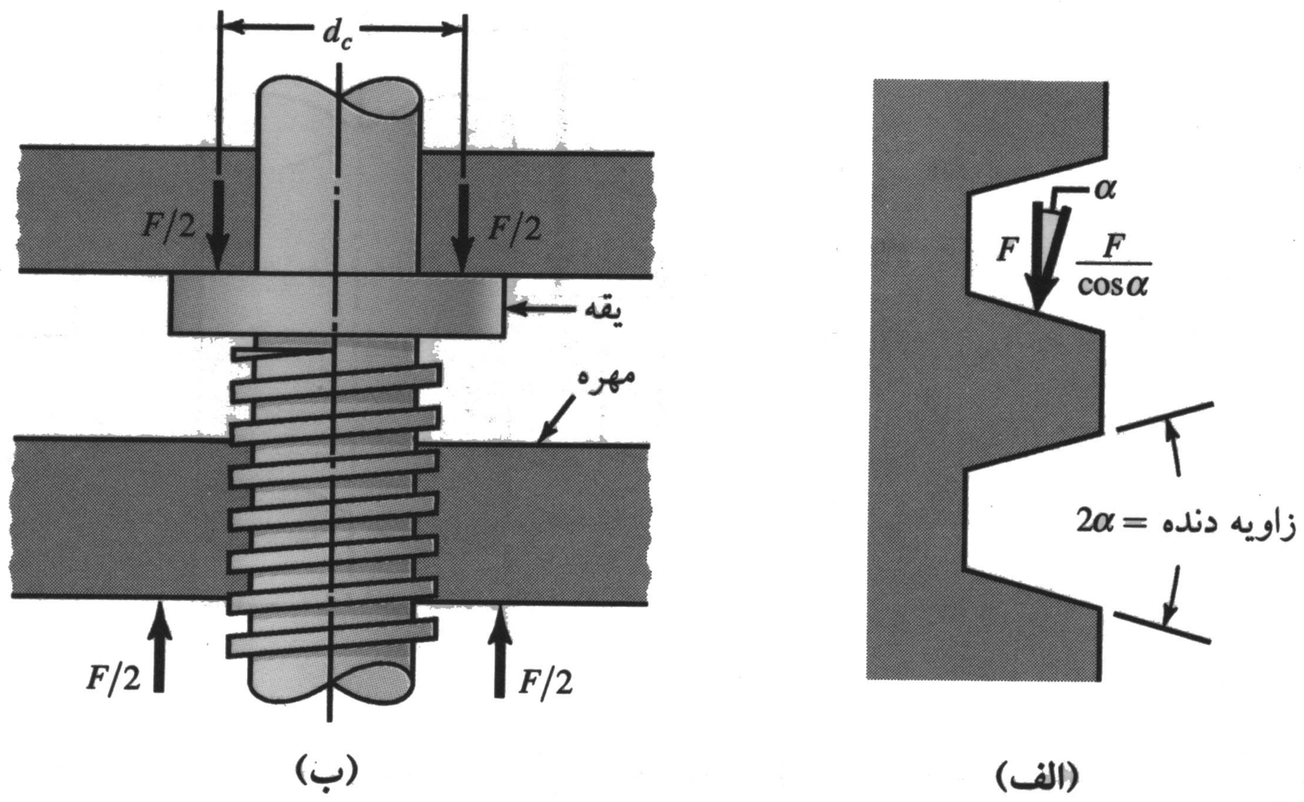
این رابطه می‌گوید که اگر ضریب مالش‌دنده، برابر یا بزرگ‌تر از تانژانت زاویه پیش‌بر دنده شد، دنده خود قفل کن است. رابطهٔ بازده پیچ هم برای ارزیابی پیچ‌های قدرت سودمند است. اگر $f = 0$ باشد، مع. (۸-۱) چنین می‌شود

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi} \qquad (ز)$$

که چون نیروی مالش دنده حذف شده، T_0 فقط گشتاور لازم برای بالا بردن بار است. پس مقدار بازده

$$e = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} \qquad (۸-۴)$$

روابط پیشین برای رزوه‌های مربع به‌دست آمد که بارهای عمود بر دنده با محور پیچ موازیند. برای رزوه‌های Acme یا گونه‌های دیگر نیروی عمود بر دنده با محور پیچ موازی نیست، و به زاویه دنده 2α و زاویه پیش‌بر λ بستگی دارد. چون زاویهٔ پیش‌بر کوچک است، می‌توان از این کجی نیرو چشم پوشید و تنها زاویه دنده را اثر داد (شکل ۸-۷الف). زاویه α حالت دنده را گونه‌ای می‌کند که بر نیروی مالش



شکل ۸-۷
(الف) نیروی عمودی دنده به‌علت زاویه α زیاد می‌شود؛ (ب) قطر یقه کفی d_c است.

می‌افزاید. پس در مع. (۸-۱) باید جملهٔ مربوط به مالش را بر $\cos\alpha$ تقسیم کرد. پس برای بالابردن بار یا سفت کردن پیچ یا مهره چنین می‌شود

$$T_R = \frac{Fd_m}{2}\left(\frac{l + \pi f d_m \sec\alpha}{\pi d_m - fl\sec\alpha}\right) \tag{۵-۸}$$

یادت باشد که مع. (۸-۵) تقریبی است، زیرا از اثر زاویه پیش‌بر چشم پوشیدیم.

از میان پیچ‌های قدرت، بازده رزوهٔ Acme کمتر از بازده رزوهٔ مربع است، زیرا نیروی مالشی حالت گوه‌ای دنده هم دارد، اما ماشینکاری آسان‌تر و امکان ساخت مهره دو نیمه با تنظیم‌پذیری که برای جبران سایش است، از برتری‌های آن بر دنده مربع است.

در کاربرد پیچ قدرت، طبق معمول، به گشتاور پیچشی سومی هم نیاز است. آنگاه که پیچ زیر بار محوری است، برای تحمل مؤلفهٔ محوری بار، نیاز به یاتاقان کفی یا یقه بین عضوی که می‌گردد و عضو ساکن داریم. در شکل ۸-۷ب نمونه رایج یک یقه را می‌بینی که بار را روی دایره‌ای به‌قطر میانگین یقه d_c متمرکز گرفته‌ایم. اگر ضریب مالش یقه f_c باشد، گشتاور پیچشی لازم

$$T_c = \frac{Ff_c d_c}{2} \tag{۶-۸}$$

است. برای محاسبهٔ گشتاور پیچشی در یقه‌های بزرگ، شاید روش محاسبه کلاچ‌های صفحه‌ای (disk clutches) مناسب‌تر باشد.

تنش‌های نامی در تنه‌پیچ قدرت را می‌شود به پارامترهای دنده ربط داد. بیشترین تنش برشی نامی τ در پیچش تنهٔ پیچ را می‌توان چنین نوشت

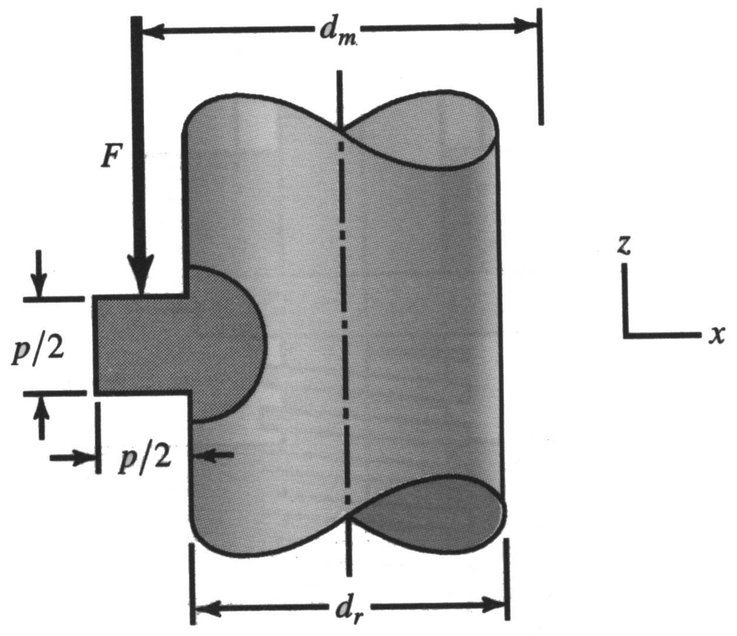
$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \tag{۷-۸}$$

تنش‌محوری σ در تنه پیچ، ناشی از بار محوری،

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_r^2} \tag{۸-۸}$$

که بی‌اثر ستون است. برای ستون کوتاه، معادله J. B. Johnson پس از مع. (۴-۵۳) برابر با

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{crit}} = S_y - \left(\frac{S_y l}{2\pi k}\right)^2 \frac{1}{CE} \tag{۹-۸}$$



شکل ۸-۸
هندسه دندهٔ مربع که برای یافتن تنش‌های خمشی و برشی عرضی در ریشه دنده مفید است.

تنش‌های نامی دنده در پیچ قدرت به پارامترهای دنده چنین ربط دارد. تنش تکیه‌گاه در شکل ۸-۸، σ_B،

$$\sigma_B = \frac{F}{\pi d_m n_t p/2} = \frac{2F}{\pi d_m n_t p} \tag{۱۰-۸}$$

که n_t تعداد دنده‌های درگیر است. تنش خمشی در ریشه دنده از

$$\frac{I}{c} = \frac{(\pi d_r n_t)(p/2)^2}{6} = \frac{\pi}{24} d_r n_t p^2 \qquad M = \frac{Fp}{4}$$

به‌دست می‌آید. پس

$$\sigma_b = \frac{M}{I/c} = \frac{Fp}{4}\frac{24}{\pi d_r n_t p^2} = \frac{6F}{\pi d_r n_t p} \tag{۱۱-۸}$$

تنش برشی عرضی τ در وسط ریشهٔ دنده ناشی از بار F است،

$$\tau = \frac{3V}{2A} = \frac{3}{2}\frac{F}{\pi d_r n_t\, p/2} = \frac{3F}{\pi d_r n_t p} \tag{۱۲-۸}$$

و در بالای ریشه، صفر است. تنش von Mises، σ' در بالای "صفحه" ریشه را نخست با شناساندن تنش‌های عمودی متعامد و تنش‌های برشی می‌یابیم. از شرایط سیستم شکل ۸-۸ می‌بینیم که

$$\sigma_x = \frac{6F}{\pi d_r n_t p} \qquad \tau_{xy} = 0$$
$$\sigma_y = 0 \qquad \tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$$
$$\sigma_z = -\frac{4F}{\pi d_r^2} \qquad \tau_{zx} = 0$$

پس مع. (۶-۱۴) از بخش ۶-۵ به‌کار می‌رود.

شکل دنده پیچ ازنظر تحلیل پیچیده است. به‌یاد داریم که سطح A_t تنش کششی از تجربه به‌دست آمد. پیچ قدرتی که بار را بالا می‌برد، زیر فشار است و گام آن با تغییر شکل کشسان کوتاه می‌شود. مهرهٔ درگیر با آن، زیر کشش و گام دنده‌اش دراز می‌شود. دنده‌های درگیر، سهم یکسان در تحمل بار نخواهند داشت. برخی تجارب نشان می‌دهد که نخستین دنده 0.38 بار، دندهٔ دوم 0.25 بار، دندهٔ سوم 0.18 بار و دندهٔ هفتم آزاد از بار است. اگر در برآورد تنش‌های دنده به‌کمک معادله‌هایی که داریم، $0.38F$ را به‌جای F و ۱ را به‌جای n_t بگذاریم، بیشترین سطح تنش‌ها را در ترکیب دنده و مهره می‌دهد.

نمونه ۸-۱ یک پیچ قدرت، دنده مربع با قطر بزرگ 32 mm و گام 4 mm، دوراهه قرار است در دستگاهی مانند شکل ۸-۴ به‌کار رود. داده‌های دیگر $f = f_c = 0.08$، $d_c = 40$ mm، و برای هر پیچ $F = 6.4$ kN است.

(الف) عمق، عرض، قطرگام و قطر ریشه و طول پیش‌بر را پیدا کن.

(ب) گشتاورهای لازم برای بالا بردن و پایین آوردن بار را به‌دست آور.

(ج) بازده را به‌هنگام بالا بردن بار به‌دست آور.

(د) تنش‌های پیچشی و فشاری در تنهٔ پیچ را پیدا کن.

(ه) تنش تکیه‌گاه را پیدا کن.

(و) تنش‌های خمشی در ریشه دنده، برشی در ریشه و تنش von Mises و بیشترین تنش برشی در همان موضع را به‌دست آور.

راه حل (الف) از شکل ۸-۳الف عمق و عرض دنده یکسان و برابر نصف گام است یا 2 mm، و نیز

$$d_m = d - p/2 = 32 - 4/2 = 30 \text{ mm}$$

پاسخ
$$d_r = d - p = 32 - 4 = 28 \text{ mm}$$

$$l = np = 2(4) = 8 \text{ mm}$$

(ب) با مع. (۸-۱) و (۸-۶)، گشتاور لازم برای چرخاندن پیچ دربرابر بار،

$$T_R = \frac{F d_m}{2}\left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l}\right) + \frac{F f_c d_c}{2}$$

$$= \frac{6.4(30)}{2}\left[\frac{8 + \pi(0.08)(30)}{\pi(30) - 0.08(8)}\right] + \frac{6.4(0.08)40}{2}$$

پاسخ
$$= 15.94 + 10.24 = 26.18 \text{ N·m}$$

با مع. (۸-۲) و (۸-۶)، گشتاور پایین‌بری چنین است،

$$T_L = \frac{F d_m}{2}\left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l}\right) + \frac{F f_c d_c}{2}$$

$$= \frac{6.4(30)}{2}\left[\frac{\pi(0.08)30 - 8}{\pi(30) + 0.08(8)}\right] + \frac{6.4(0.08)40}{2}$$

$$= -0.466 + 10.24 = 9.77 \text{ N·m}$$

علامت منفی جمله نخست به‌نشان خودقفل‌کن نبودن پیچ به‌تنهایی است و زیر بار پایین می‌آید مگر نیروی مالش یقه که باید جلوی آن را بگیرد. پس گشتاور لازم برای پیچاندن پیچ "با" بار، کمتر از آنی است که برای غلبه بر مالش یقه لازم است.

(ج) بازده کلی در بالا بردن بار برابر

پاسخ
$$e = \frac{Fl}{2\pi T_R} = \frac{6.4(8)}{2\pi(26.18)} = 0.311$$

(د) تنش برشی τ در تنه ناشی از گشتاور پیچشی T_R در بیرون تنه پیچ برابر

پاسخ
$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi d_r^3} = \frac{16(26.18)(10^3)}{\pi(28^3)} = 6.07 \text{ MPa}$$

تنش عمودی نامی محوری σ برابر

$$\sigma = -\frac{4F}{\pi d_r^2} = -\frac{4(6.4)10^3}{\pi(28^2)} = -10.39 \text{ MPa}$$ پاسخ

(هـ) تنش تکیه‌گاهی σ_B، اگر یک دنده $0.38F$ را تحمل کند،

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38F)}{\pi d_m(1)p} = -\frac{2(0.38)(6.4)10^3}{\pi(30)(1)(4)} = -12.9 \text{ MPa}$$ پاسخ

(و) تنش خمشی در ریشه دنده σ_b که یک دنده $0.38F$ بار را تحمل کند،

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r(1)p} = \frac{6(0.38)(6.4)10^3}{\pi(28)(1)4} = 41.5 \text{ MPa}$$

برش عرضی در کمترین مقطع ریشه ناشی از خمش صفر است. ولی تنش برشی محیطی در همین مقطع دنده که در بند (د) دیدیم 6.07 MPa است. تنش‌های سه‌بعدی، شکل ۸-۸، که محور y درون صفحه کتاب است

$$\sigma_x = 41.5 \text{ MPa} \qquad \tau_{xy} = 0$$
$$\sigma = 0 \qquad \tau_{yz} = 6.07 \text{ MPa}$$
$$\sigma_z = -10.39 \text{ MPa} \qquad \tau_{zx} = 0$$

مع. (۶-۱۴) از بخش ۶-۵ را چنین می‌نویسیم

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}}\left\{(41.5-0)^2+[0-(-10.39)]^2+(-10.39-41.5)^2+6(6.07)^2\right\}^{1/2}$$
$$= 48.7 \text{ MPa}$$

جور دیگر، می‌شود تنش‌های اصلی را تعیین کرد و سپس به‌یاری مع. (۶-۱۲) تنش von Mises را یافت. این کار به ارزیابی $\tau_{\max}$ نیز کمک می‌کند. تنش‌های اصلی از مع. (۴-۱۵) به‌دست می‌آید. به‌هر حال جزء تنش را بکش و بدان که بر سطح عمود بر محور x تنش برشی نداریم. یعنی σ_x یک تنش اصلی است. تنش‌های دیگر را به‌یاری معادله تنش صفحه‌ای مع. (۴-۱۳) تبدیل می‌کنیم، پس تنش‌های اصلی باقیمانده چنین‌اند

$$\frac{-10.39}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-10.39}{2}\right)^2 + 6.07^2} = 2.79, -13.18 \text{ MPa}$$

پس ترتیب تنش‌های اصلی $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 = 41.5, 2.79, -13.18$ MPa است. آنها را در مع. (۶-۱۲) می‌گذاریم چنین می‌دهد

$$\sigma' = \left\{\frac{[41.5-2.79]^2+[2.79-(-13.18)]^2+[-13.18-41.5]^2}{2}\right\}^{1/2}$$
$$= 48.7 \text{ MPa}$$ پاسخ

بنا به مع. (۴-۱۶) بیشترین تنش برشی یعنی $\tau_{\max} = \tau_{1/3}$ برابر با

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{41.5-(-13.18)}{2} = 27.3 \text{ MPa}$$ پاسخ

جدول ۸-۴

فشار تکیه‌گاهی پیچ p_b

منبع:
H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

جنس پیچ	جنس مهره	p_b ایمن، MPa	نکته‌ها
فولاد	برنز	17.2–24.1	سرعت کم
فولاد	برنز	11–17.2	50.8 mm/s
	چدن	12.4–17.2	40.7 mm/s
فولاد	برنز	5.5–9.6	102–204 mm/s
	چدن	4.1–6.9	102–204 mm/s
فولاد	برنز	1–1.7	254 mm/s

جدول ۸-۵

ضرایب مالش f برای یک جفت رزوه درگیر

منبع:
H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

جنس پیچ	جنس مهره: فولاد	برنز	برنج	چدن
فولاد، خشک	0.15–0.25	0.15–0.23	0.15–0.19	0.15–0.25
فولاد، روغن ماشین	0.11–0.17	0.10–0.16	0.10–0.15	0.11–0.17
برنز	0.08–0.12	0.04–0.06	—	0.06–0.09

جدول ۸-۶

ضرایب مالش یقه کف گرد

منبع:
H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

ترکیب	در حرکت	آغاز حرکت
فولاد نرم‌بر چدن	0.12	0.17
فولاد سخت‌بر چدن	0.09	0.15
فولاد نرم‌بر برنز	0.08	0.10
فولاد سخت‌بر برنز	0.06	0.08

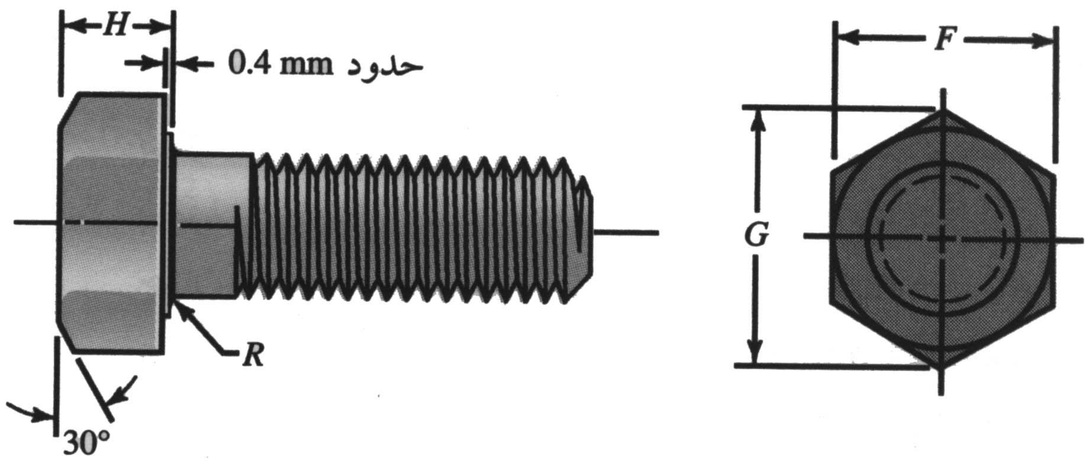
Ham و Ryan[1] نشان دادند که ضریب مالش در دنده‌های پیچ به بار محوری بستگی ندارد، در عمل مستقل از سرعت است و با روانساز سنگین‌تر کم می‌شود. جنس دوقطعه تغییر کمی پدید می‌آورد و بهترینش فولاد روی برنز است. ضرایب لغزش مالشی در پیچ‌های قدرت حدود 0.10 تا 0.15 است.

جدول ۸-۴، فشار تکیه‌گاهی ایمن روی دنده‌ها برای حفاظت سطوح متحرک از سایش ناجور است. جدول ۸-۵ ضرایب مالش لغزشی، جفت مواد متداول و جدول ۸-۶ ضرایب مالش در آغاز و هنگام حرکت برای جفت مواد معمول است.

۸-۳ بست‌ها و اتصال‌های رزوه‌دار (Threaded Fasteners)

با مطالعهٔ بخش‌های اتصال‌های رزوه‌دار و کاربردشان، بدان که آمیخته‌ای از دیدگاه‌های آماری و قطعی در آنها نهفته است. در بیشتر موارد دنده، نگرانی از وارد شدن باری بیشتر از بار گواه به اتصال است و بهترین راه آن کاربرد روش‌های بختی است. نگرانی ازنظر خستگی کمتر است و روش‌های قطعی بس است.

1. Ham and Ryan, *An Experimental Investigation of the friction of Screw-threads*, Bulletin 247. University of Illinois Experiment Station, Champaign-Urbana, Ill., June 7, 1932.



شکل ۸-۹

پیچ سر شش‌گوش، سطح پولکی، گوشه‌گرد زیرسر، آغاز رزوه و پخ‌های دو سر را ببین. طول پیچ را همیشه از زیر سرپیچ اندازه می‌گیرند.

شکل ۸-۹ دو نما از پیچ سر شش‌گوش استاندارد است. گوشه سرپیچ، آغاز دنده و گوشه ریشه دنده که در صفحه مهره بسته شده، نقاط تمرکز تنش‌اند. اندازه‌ها در جدول الف-۲۶ آمده است. قطر سطح نشیمن زیر سرپیچ (پولک‌وار) برابر آچارخور پیچ است.

برای پیچ‌های اینچی با قطر نامی D، طول رزوه برابر با

$$L_T = \begin{cases} 2D + \frac{1}{4}\,\text{in} & L \le 6\,\text{in} \\ 2D + \frac{1}{2}\,\text{in} & L > 6\,\text{in} \end{cases} \qquad (۱۳-۸)$$

و برای پیچ‌های متری به میلی‌متر برابر

$$L_T = \begin{cases} 2D + 6 & L \le 125 \qquad D \le 48 \\ 2D + 12 & 125 < L \le 200 \\ 2D + 25 & L > 200 \end{cases} \qquad (۱۴-۸)$$

طول مناسب پیچ، باید پس از سفت‌کردن مهره، فقط یک یا دودنده بیرون بزند. سوراخ پیچ‌ها ممکن است پس از مته‌کاری پلیسه یا لب‌تیز باشد. با این کار امکان فرورفتن لبه سوراخ، درون گوشه‌گرد زیر سرپیچ و افزایش تمرکز تنش هست. برای پیشگیری باید همیشه زیر سرپیچ پولکی از فولاد سخت‌شده به‌کار برد و جوری سوار کرد که لبه نیمگرد پرس شدهٔ پولک به‌سمت سطح پولک‌وار سرپیچ باشد. گاهی زیرمهره هم پولک لازم است.

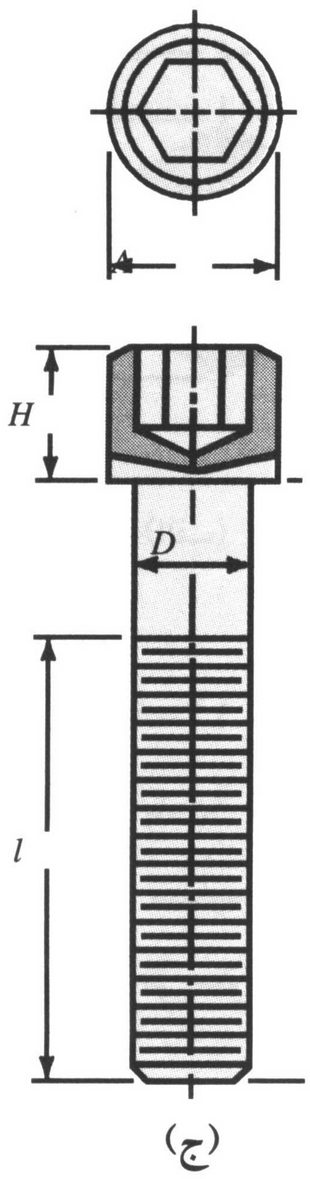
یک پیچ و مهره برای سفت گرفتن دویا چند قطعه باهم به‌کار می‌رود. این نیروی گرفتن، پیچ را کشیده و دراز می‌کند و با پیچاندن مهره به‌دست می‌آید، تا آن‌جا که پیچ نزدیک به همه کشسانی خود را پشت‌سر می‌گذارد. اگر مهره شل نشود، کشش پیچ به‌عنوان پیش‌بار یا نیروی گیرش باقی‌می‌ماند. کارگر فنی باید به‌هنگام سفت‌کردن، سرپیچ را نگهدارد و مهره را بپیچاند تا میله پیچ گشتاور پیچشی مربوط به نیروی مالشی دنده را احساس نکند. [این جمله مشکوک است گویا که منظور حذف گشتاور یقه از پیچ باشد. م.]

سرپیچ‌های سرشش گوش درپوشی (hexagon-head cap screws) اندکی نازک‌تر از سرپیچ‌های مهره‌خور (bolt) است. اندازه‌های پیچ‌های سر شش‌گوش در جدول الف-۳۰ آمده است. این پیچ‌ها همان کاربرد پیچ‌های سرشش‌گوش مهره‌خور را دارند و نیز جایی که یکی از اعضای سفت شونده رزوه‌دار باشد به‌کار می‌روند. سه‌گونه متداول دیگر از پیچ‌های درپوشی در شکل ۸-۱۰ آمده است.

در شکل ۸-۱۱ انواعی از پیچ‌های ماشین را می‌بینیم. پیچ‌های اینچی معمول ماشین‌ها از شمارهٔ 0 تا $\frac{3}{8}\,\text{in}$ هست.

شکل ۸-۱۰

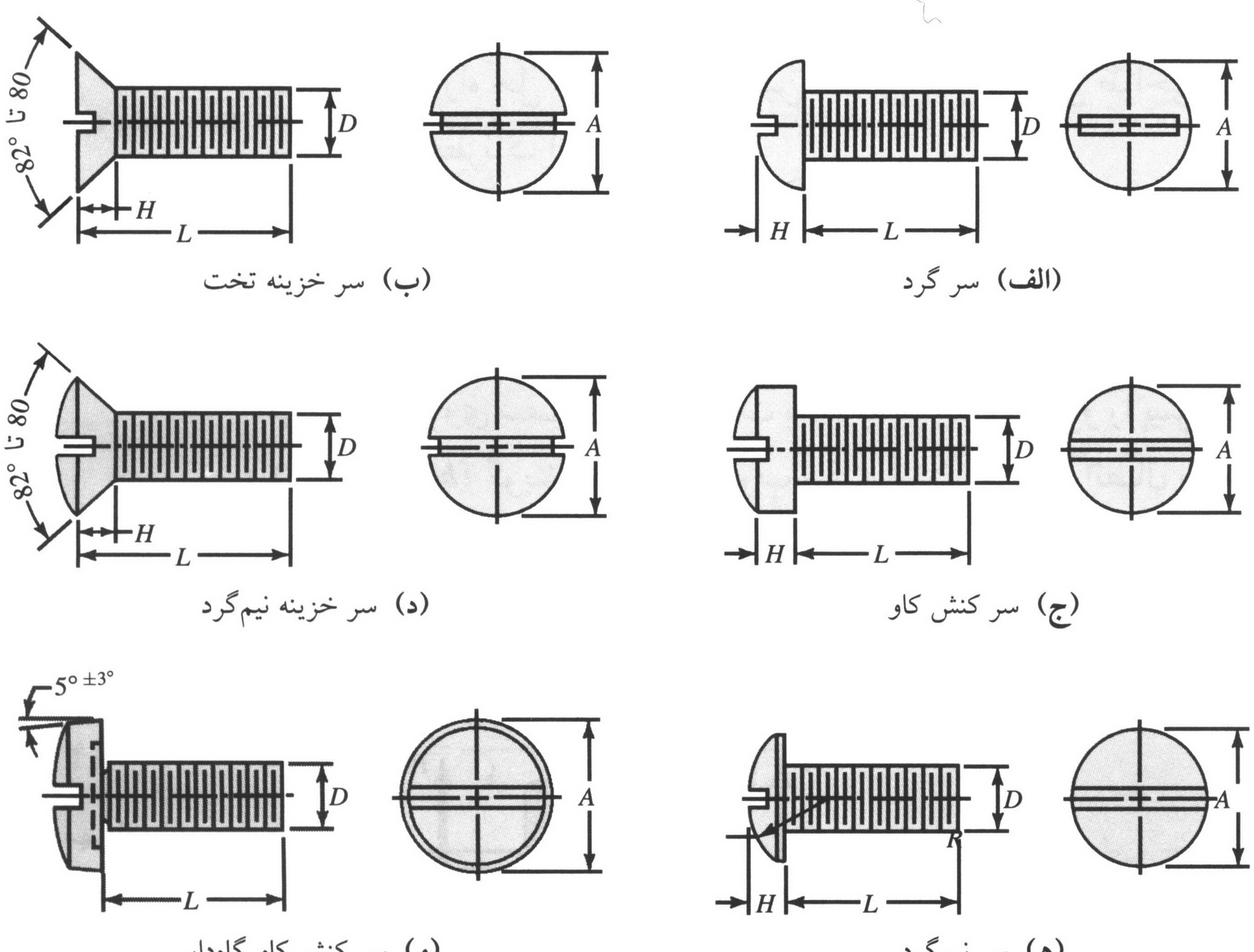
سه نمونه پیچ درپوشی: (الف) سرکنش کاو؛ (ب) سرتخت؛ (ج) سرخزانه با مادگی شش گوش (آلن). پیچ‌های درپوشی شبیه شکل ۸-۹ و گونه‌های دیگر هم می‌سازند. این شکل یکی از روش‌های مرسوم نمایش دنده پیچ است.



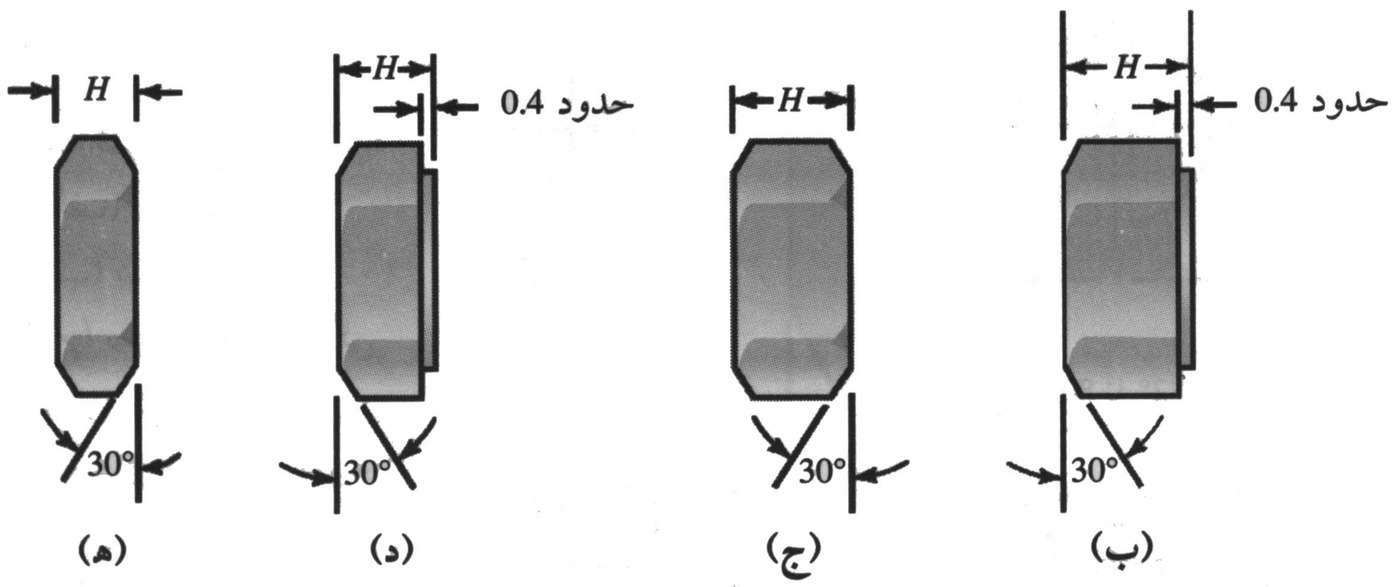
(الف) (ب) (ج)

شکل ۸-۱۱

نمونه‌هایی از شکل کلهٔ پیچ‌های ماشین.



(الف) سر گرد
(ب) سر خزینه تخت
(ج) سر کنش کاو
(د) سر خزینه نیم‌گرد
(ه) سر نیم‌گرد
(و) سر کنش کاو گاه‌دار
(ز) سر شش‌گوش (پخ‌دار)
(ح) سر شش‌گوش گود



شکل ۸-۱۲

مهره‌های شش گوش: (الف) نمای عمومی؛ (ب) مهره معمولی با سطح پولکی؛ (ج) مهرهٔ معمولی پخ‌دار؛ (د) مهرهٔ کوتاه با سطح پولکی؛ (ه) مهرهٔ کوتاه پخ‌دار.

شکل ۸-۱۲ چند نمونه مهرهٔ شش‌گوش است که اندازه‌هایشان در جدول الف-۳۱ آمده است. جنس مهره باید به تناسب پیچ آن گزیده شود. هنگام سفت کردن، نخستین دندهٔ درگیر پیش از تحمل همه بار، به تسلیم می‌رسد و همین سردکاری، اندکی دنده را تقویت می‌کند و بار روی حدود سه دنده توزیع می‌شود. پس هرگز نباید مهره را دوباره به‌کار برد. این کار درحقیقت می‌تواند خطرناک باشد.

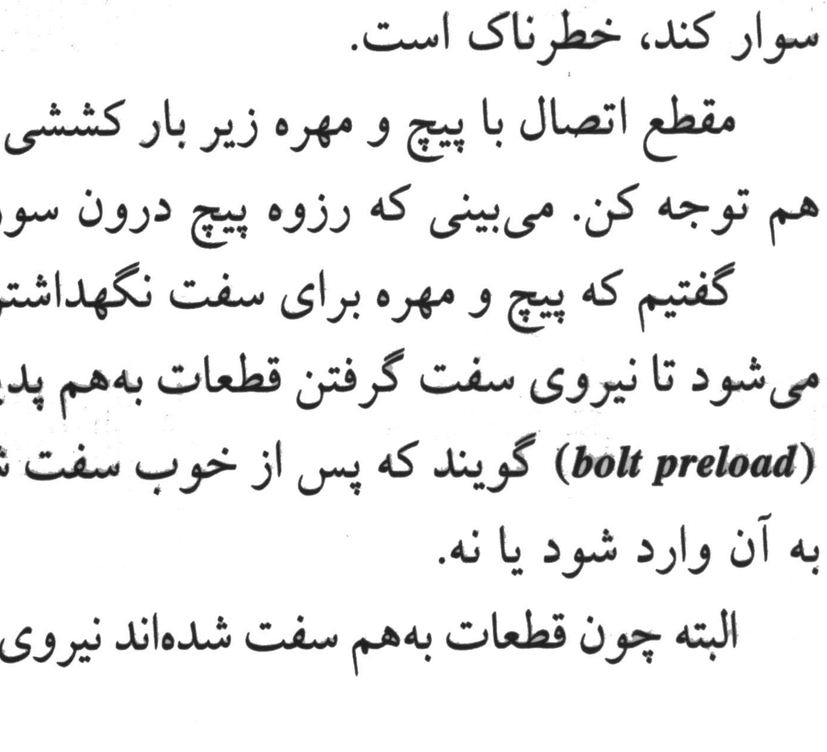
۸-۴ سفتی سفت‌کننده در اتصال‌ها (Joints—Fastener Stiffness)

هرگاه به اتصالی نیاز باشد که بدون آسیب قطعات، با امکان جداشدن دوباره، دربرابر بارهای کششی، گشتاوری، برشی و یا ترکیب آنها مقاومت کافی داشته باشد، اتصال ساده با پیچ و مهره و پولک فولادی سخت شده، راه حل خوبی است. چنین اتصالی، اگر به‌خوبی طراحی و ساخته نشود یا فرد نا آزموده‌ای سوار کند، خطرناک است.

مقطع اتصال با پیچ و مهره زیر بار کششی را در شکل ۸-۱۳ می‌بینی. به فضای آزاد در سوراخ پیچ هم توجه کن. می‌بینی که رزوه پیچ درون سوراخ اتصال هم ادامه دارد.

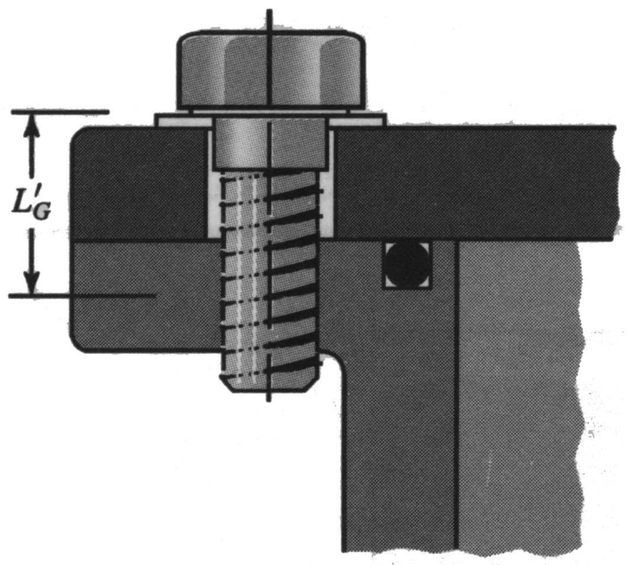
گفتیم که پیچ و مهره برای سفت نگهداشتن دویا چند تکه به‌هم است. با پیچاندن مهره، پیچ کشیده می‌شود تا نیروی سفت گرفتن قطعات به‌هم پدید آید. این نیرو را **پیش کشش** (***pretension***) یا **پیش‌بار پیچ** (***bolt preload***) گویند که پس از خوب سفت شدن مهره، در اتصال می‌ماند، خواه بارکششی خارجی P به آن وارد شود یا نه.

البته چون قطعات به‌هم سفت شده‌اند نیروی نگهدارنده در پیچ کشش و در دو قطعه فشار پدید می‌آورد.



شکل ۸-۱۳

اتصال پیچ و مهره‌ای، زیر نیروی کشش P. کاربرد دو پولک را ببین. می‌بینی که رزوه تا کجا درون اتصال ادامه دارد که روشی معمول و دلخواه است. L_G طول گیر اتصال است.



شکل ۸-۱۴

بخشی از اتصال درپوش مخزن استوانه‌ای با فشار درونی، برای بستن سر استوانه (سیلندر) به بدنه، پیچ‌های درپوشی سرشش گوش به‌کار می‌رود. کاربرد نشت‌بند حلقه‌ای O-ring را هم ببین. L_G طول گیر مؤثر اتصال است (جدول ۸-۷ را ببین).

در شکل ۸-۱۴ اتصال دیگری زیر بار کشش را می‌بینیم که در آن پیچ درپوشی (cap screw) در یکی از دو عضو پیچیده است. روش دیگر برای اتصال (با یک مهره) کاربرد میلهٔ رزوه‌دار (studs)، بدون‌سر و دوسر رزوه است. نخست میله دوسر رزوه را درون عضو پایین می‌پیچانند و با گذاردن قطعه دوم در جای خود، با پولک و مهرهٔ سخت شده می‌بندند. برای پیاده کردن اتصال، فقط مهره را باز می‌کنند و میله دوسر رزوه همیشه پایین می‌ماند و رزوهٔ آن آسیب نمی‌بیند.

نرخ فنر که در مع. (۵-۱) آمد، یک حد است. برای هر عضو کشسان مثل پیچ، طبق مع. (۵-۲)، نسبت نیروی وارد به عضو بر تغییرشکل ناشی از نیروست. برای یافتن ثابت سفتی یا نرخ فنر در هر اتصال پیچ و مهره‌ای، می‌توان مع. (۵-۴) و نتایج مسأله ۵-۱ را به‌کار برد.

در یک اتصال، اندازهٔ **گیر** L_G (*grip*) همان کلفتی همه ماده‌ای است که گرفته و فشرده می‌شود [بین دو عضو سفت کننده. م.]. در شکل ۸-۱۳، مقدارگیر مجموع کلفتی دوعضو و دو پولک است. در شکل ۸-۱۴، مقدار گیر مؤثر در جدول ۸-۷ آمده است. میزان سفتی آن قسمت پیچ (screw یا bolt) که در ناحیه‌گیر قرار گیرد شامل دو بخش میله بی‌رزوه و رزوه‌دار است.

پس ثابت سفتی پیچ معادل جمع سفتی دوفنر دنبال هم (series) است. با نتایج مسأله ۵-۱ برای دو فنر دنبال هم چنین داریم

$$\frac{1}{k}=\frac{1}{k_1}+\frac{1}{k_2} \qquad \text{یا} \qquad k=\frac{k_1k_2}{k_1+k_2} \tag{۸-۱۵}$$

از مع. (۵-۴) نرخ فنر قسمت رزوه‌دار و بی‌رزوهٔ پیچ در ناحیه فشرده، به‌ترتیب برابر

$$k_t=\frac{A_tE}{l_t} \qquad k_d=\frac{A_dE}{l_d} \tag{۸-۱۶}$$

که A_t = سطح تنش کششی (جدول‌های ۸-۱ و ۸-۲)

l_t = طول رزوه‌دار ناحیه گیر

A_d = سطح با قطر بزرگ پیچ

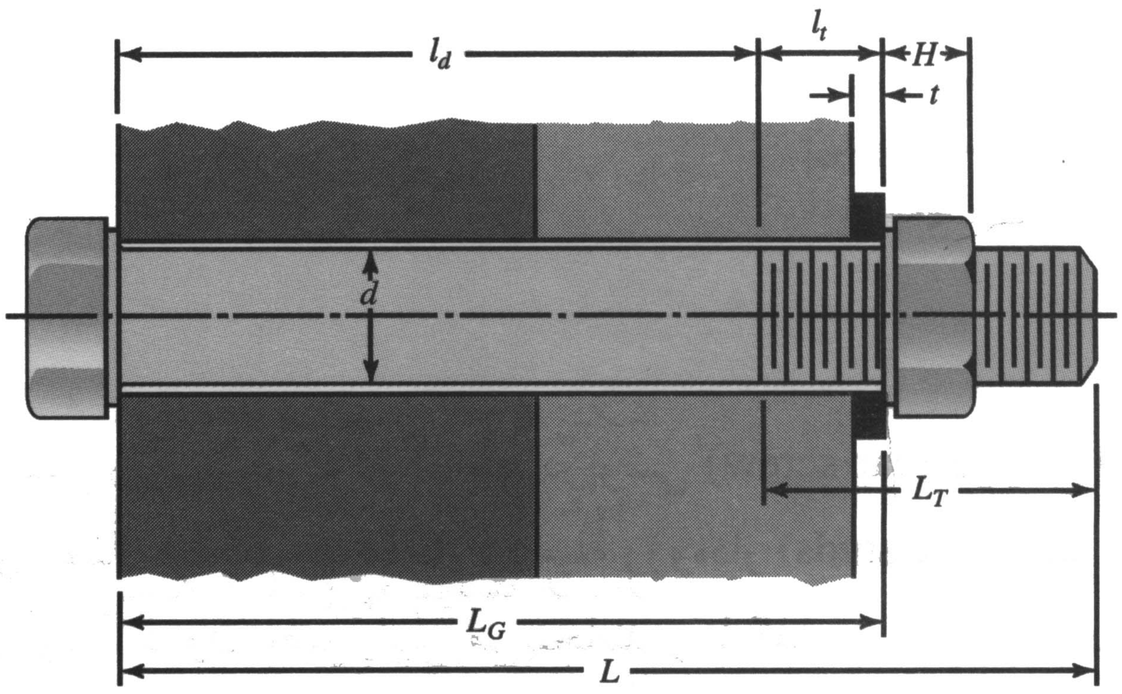
l_d = طول بی‌رزوه ناحیه‌گیر

این دو سفتی را در مع. (۸-۱۵) می‌گذاریم

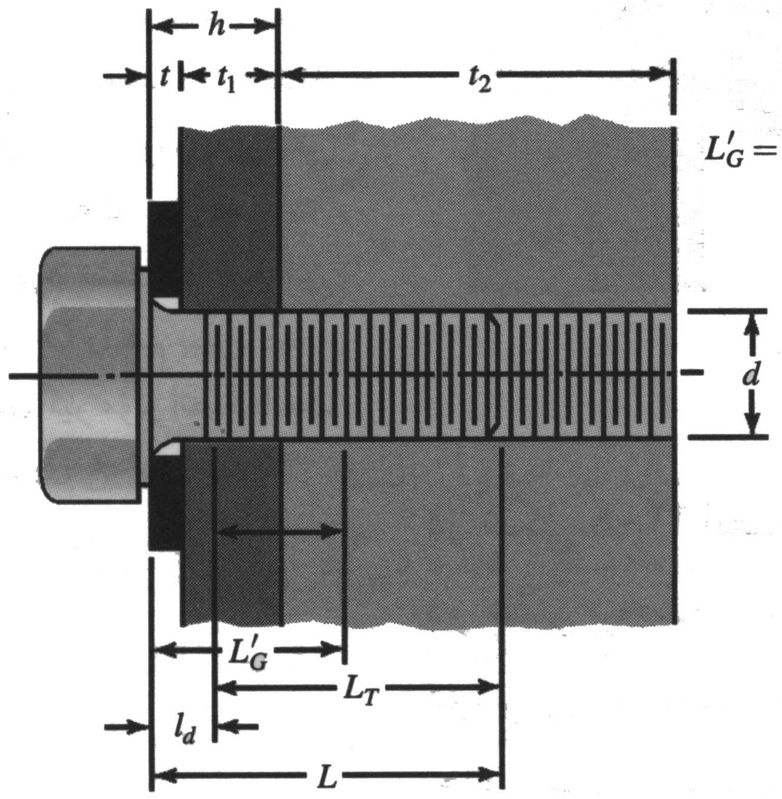
$$k_b=\frac{A_dA_tE}{A_dl_t+A_tl_d} \tag{۸-۱۷}$$

جدول ۸-۷

رسش پیشنهادی برای یافتن سفتی اتصال



(الف)



(ب)

گیر مؤثر L'_G

$$L'_G = \begin{cases} h + \frac{t_2}{2} & t_2 < d \\ h + \frac{d}{2} & t_2 \geq d \end{cases}$$

قطر d و گام p یا
شمار دنده‌ها معلوم

کلفتی L_G همان گیر است

کلفتی پولک از جدول
الف-۳۲ یا الف-۳۳

طول رزوه L_T

پیچ‌های اینچی:

$$L_T = \begin{cases} 2D + \frac{1}{4}\text{ in}, & L \leq 6\text{ in} \\ 2D + \frac{1}{2}\text{ in}, & L > 6\text{ in} \end{cases}$$

پیچ‌های متری:

$$L_T = \begin{cases} 2D + 6\text{ mm}, & L \leq 125,\ D \leq 48\text{ mm} \\ 2D + 12\text{ mm}, & 125 < L \leq 200\text{ mm} \\ 2D + 25\text{ mm}, & L > 200\text{ mm} \end{cases}$$

طول اتصال: $L > L_G + H$

گرد کردن به‌یاری جدول الف-۱۷*

طول بخش بی‌رزوه
مفید: $l_d = L - L_T$

طول بخش رزوه‌دار:
$l_t = L_G - l_d$

گیر مؤثر

$$L'_G = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 > d \end{cases}$$

طول اتصال: $L > h + 1.5d$

طول بخش بی‌رزوه
مفید: $l_d = L - L_T$

طول بخش رزوه‌دار
مفید: $l_t = L'_G - l_d$

مساحت مقطع بخش بی‌رزوه:

$$A_d = \pi d^2/4$$

مساحت مقطع بخش رزوه‌دار:
A_t، جدول ۸-۱ یا ۸-۲

سفتی اتصال:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

*شاید همهٔ پیچ و مهره‌ها یا پیچ‌های دیگر که در جدول الف-۱۷ آمده است در دسترس نباشد. پیچ‌های بلند بیشتر با طول‌های مضرب ۱۰ میلیمتر و یا اینچ در دسترس است. با فروشندگان تماس بگیر.

که k_b سفتی مؤثر پیچ در ناحیهٔ گیر است. در اتصال‌های کوتاه همچون شکل ۸-۱۴ طول بی‌دنده کوتاه است و برای یافتن k_b، می‌توان نخستین مع. (۸-۱۶) را تنها به‌کار برد و برای اتصال‌های بلند که قسمت دنده‌دار کوتاه باشد، معادله دوم به تنهایی کافی است. جدول ۸-۷ مفید است.

۸-۵ سفتی اعضای اتصال (Joints—Member Stiffness)

در بخش پیش، میزان سفتی عضو سفت کننده را در ناحیه گیر تعیین کردیم. در این بخش سفتی اعضای ناحیه سفت شده را بررسی می‌کنیم. برای پی‌بردن به رفتار اعضای یک اتصال پس از وارد شدن بارهای کششی خارجی، به سفتی هردو نیاز داریم.

گاهی بیش از دو عضو در ناحیه گیر هستند. رفتار همهٔ این عضوها همچون فنرهای فشاری دنبال هم است. پس نرخ فنر همه عضوها برابر

$$\frac{1}{k_m}=\frac{1}{k_1}+\frac{1}{k_2}+\frac{1}{k_3}+\cdots+\frac{1}{k_i} \qquad (۸-۱۸)$$

اگر یکی از عضوها، لایی یا نشت‌بند مقوایی باشد، میزان سفتی نشت‌بند مقوایی چنان کم است که می‌توان از سفتی بقیه عضوها نسبت به سفتی نشت‌بند چشم پوشید و فقط این را به‌کار برد.

یافتن سفتی اتصال بدون نشت‌بند دشوار است مگر با تجربه، زیرا فشار بین سرپیچ و مهره پخش می‌شود و در ناحیهٔ یکنواختی نیست. با این‌حال، گاهی می‌شود تعیین کرد.

Ito [۲] روش فراصوتی را برای تعیین توزیع فشار در عضوها به‌کار برده است. نتایج نشان می‌دهد که تا حدود 1.5 برابر شعاع سرپیچ زیر آن فشار زیاد می‌ماند. حال آنکه دور از سر پیچ افت می‌کند. پس Ito روش مخروط فشار Rotscher را با زاویه مخروط متغیر پیشنهاد می‌کند. این روش بسیار بغرنج است، پس ما شیوه ساده‌تر مخروط با زاویه ثابت را برمی‌گزینیم.

شکل ۸-۱۵ اندازه‌های کلی مخروطی با نصف زاویه رأس α را نشان می‌دهد. $\alpha=45^\circ$ هم به‌کار می‌رود، اما Little [۳] گزارش می‌دهد که سفتی ناحیه گیر زیادی برآورد می‌شود. هرگاه بارگذاری به طوقه یک حجم پولک‌وار محدود شود (فولاد سخت‌شده، چدن یا آلومینیم) زاویه رأس کوچک‌تر است. Osgood [۴] در بیشتر موارد $25^\circ \le \alpha \le 33^\circ$ را گزارش می‌دهد. در این کتاب $\alpha=30^\circ$ را به‌کار می‌بریم، مگر ماده کافی برای تشکیل دو مخروط نباشد.

حال بنا به شکل ۸-۱۵ب کاهش طول جزئی از مخروط به کلفتی dx، زیر نیروی کششی P، از مع. (۵-۳)، چنین است

$$d\delta=\frac{P\,dx}{EA} \qquad \text{(الف)}$$

و مساحت این جزء برابر

$$A=\pi(r_0^2-r_i^2)=\pi\left[\left(x\tan\alpha+\frac{D}{2}\right)^2-\left(\frac{d}{2}\right)^2\right]$$

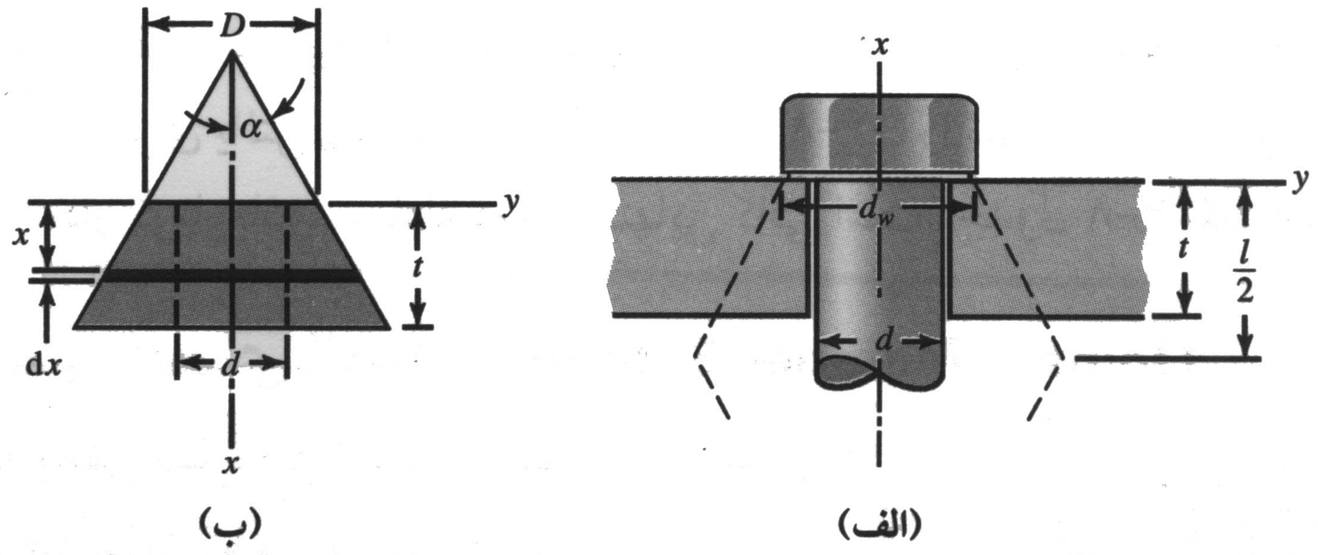
$$=\pi\left(x\tan\alpha+\frac{D+d}{2}\right)\left(x\tan\alpha+\frac{D-d}{2}\right) \qquad \text{(ب)}$$

---

2. Y. Ito, J. Toyoda, and S. Nagata, "Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly," ASME paper no. 77-WA/DE-11, 1977.

3. R. E. Little. "Bolted Joints: How Much Give?" *Machine Design*, Nov. 9, 1967.

4. C. C. Osgood, "Saving Weight on Bolted Joints," *Machine Design*, Oct. 25, 1979.



شکل ۸-۱۵

فشردگی یک عضو که با خواص کشسانی معادل آن، با یک مخروط ناقص توخالی نشان داده می‌شود. در اینجا l طول گیر است.

اگر آن را در مع. (الف) بگذاریم و انتگرال بگیریم، افزایش طول برابر

$$\delta = \frac{P}{\pi E}\int_0^t \frac{dx}{[x\tan\alpha + (D+d)/2][x\tan\alpha + (D-d)/2]} \qquad (ج)$$

به‌کمک جدول انتگرال‌ها، نتیجه چنین است،

$$\delta = \frac{P}{\pi E d\tan\alpha}\ln\left[\frac{(2t\tan\alpha + D - d)(D+d)}{(2t\tan\alpha + D + d)(D-d)}\right] \qquad (د)$$

پس نرخ فنر یا سفتی این مخروط ناقص،

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d\tan\alpha}{\ln\left[\frac{(2t\tan\alpha + D - d)(D+d)}{(2t\tan\alpha + D + d)(D-d)}\right]} \qquad (۸-۱۹)$$

با $\alpha = 30°$، k برابر

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{\ln\left[\frac{(1.155t + D - d)(D+d)}{(1.155t + D + d)(D-d)}\right]} \qquad (۸-۲۰)$$

مع. (۸-۲۰) یا (۸-۱۹) را باید برای هر مخروط ناقص در اتصال حساب کرد. سپس با مع. (۸-۱۸) جمع‌سفتی‌های k_m به‌دست می‌آید.

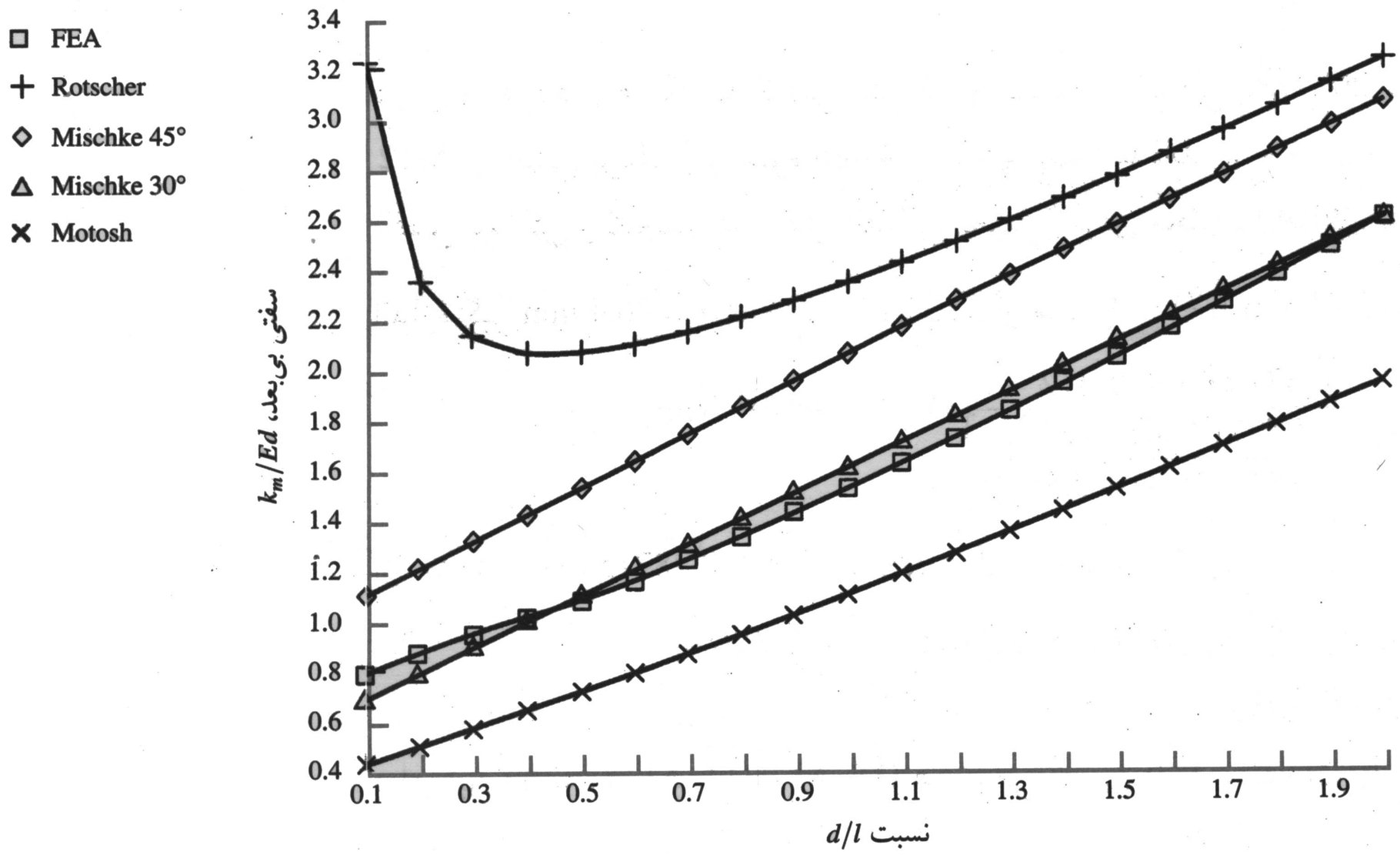
اگر اعضای اتصال ضریب کشسانی E (Young's modulus) یکسان، با دو مخروط یکسان پشت به پشت باشند، مانند دو فنر یکسان پشت هم هستند. از مع. (۸-۱۸)، $k_m = k/2$ می‌شود. اگر طول گیر $l = 2t$ و d_w قطر سطح پولکی باشد، نرخ فنر عضوها برابر

$$k_m = \frac{\pi E d\tan\alpha}{2\ln\left[\frac{(l\tan\alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l\tan\alpha + d_w + d)(d_w - d)}\right]} \qquad (۸-۲۱)$$

قطر سطح پولکی حدود 1.5 برابر قطر پیچ سرشش کوشش استاندارد است. پس با $d_w = 1.5d$، اگر $\alpha = 30°$ باشد، مع. (۸-۲۱) چنین می‌شود

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2\ln\left(5\frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d}\right)} \qquad (۸-۲۲)$$

برنامه نویسی معادله‌های شماره‌دار این بخش آسان است، این کار را بکنید. زمان برنامه‌نویسی دربرابر کاهش زمان کاربرد مکرر آن ناچیز است.



شکل ۸-۱۶

نمودار بی‌بعد سفتی برحسب نسبت d/l اعضای یک اتصال پیچ و مهره که دقت نسبی روش‌های Rotscher، Mischke، و Motosh را با تحلیل اجزای محدود (FEA) توسط Wileman، Choudury، و Green می‌بینی.

خوبی مع. (۸-۲۱) با تبدیل آن برای k_m/Ed دیده می‌شود

$$\frac{k_m}{Ed}=\frac{\pi\tan\alpha}{2\ln\left[\dfrac{(l\tan\alpha+d_w-d)(d_w+d)}{(l\tan\alpha+d_w+d)(d_w-d)}\right]}$$

پیش‌تر در این بخش $\alpha=30°$ برای اعضایی از فولاد سخت‌شده، چدن یا آلومینیم پیشنهاد شد. Wileman، Choudury و Green[5] بررسی اجزای محدود این مسأله را اجرا کردند. نتایج آنها، شکل ۸-۱۶، با پیشنهاد $\alpha=30°$، برای نسبت $d/l=0.4$ به‌درستی می‌خواند. تازه آنها یک منحنی انطباقی نمایی بشکل زیر هم داده‌اند.

$$\frac{k_m}{Ed}=A\exp(Bd/l) \tag{۸-۲۳}$$

که ثابت‌های A و B در جدول ۸-۸ آمده است. برای سطوح پولکی استاندارد و اعضای هم‌جنس، مع. (۸-۲۳) برای محاسبه سفتی k_m عضوها ساده است. اما در شرایطی دیگر، مع. (۸-۲۰) اساس رسش حل مسأله است.

جدول ۸-۸

پارامترهای سفتی مواد عضوها

منبع:
J. Wileman, M. Choudury, and I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections," *Trans. ASME, J. Mech. Design*, vol. 113, December 1991, pp. 432–437.

جنس عضو	نسبت Poisson	ضریب کشسانی GPa	Mpsi	A	B
فولاد	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
آلومینیم	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
مس	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
چدن خاکستری	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
رابطه عمومی				0.789 52	0.629 14

5. J. Wileman, M. Choudury, and I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections," *Trans. ASME. J. Mech. Design*, vol. 113. December 1991, pp. 432–437.

نمونه ۸-۲ دو ورق فولادی هریک به کلفتی 12 mm و ضریب کشسانی 207 GPa با سطح پولکی پیچ و مهرهٔ M12 و کلفتی پولک زیر مهره 2.4 mm، به‌هم بسته شده‌اند. نرخ فنر k_m عضوها را به‌روش مخروط ناقص پیدا کن و نتیجه را با منحنی انطباقی تحلیل اجزای محدود (FEA)، Wileman و همکاران بسنج.

راه حل اندازهٔ گیر $l = 26.4\ \text{mm}$ با $12 + 12 + 2.4 = 26.4\ \text{mm}$ است. از مع. (۸-۲۲) و $d = 12\ \text{mm}$،

$$k_m = \frac{0.577\pi 207(10^6)12}{2\ln\left[5\dfrac{0.577(26.4)+0.5(12)}{0.577(26.4)+2.5(12)}\right]} = 2638.9(10)^6\ \text{N/m}$$

از جدول ۸-۸، $A = 0.78715$، $B = 0.62873$. با مع. (۸-۲۳)،

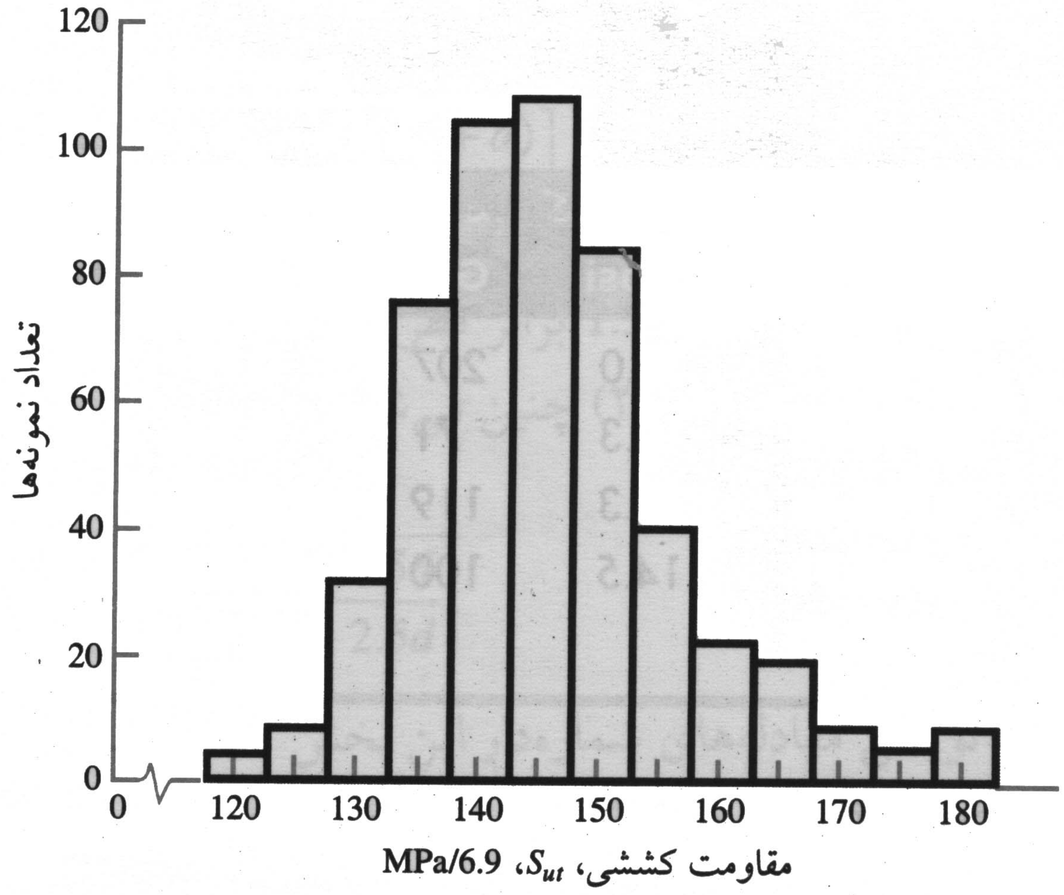
$$k_m = 207(10^6)(12)(0.78715)\exp[0.62873(12)/26.4]$$
$$= 2602.1(10)^6\ \text{N/m}$$

برای این نمونه مع. (۸-۲۲) و (۸-۲۳) همخوانی خوبی دارند و تفاوت نتایج کمتر از ۲ درصد است.

۸-۶ مقاومت پیچ (Bolt Strength)

در مشخصات استاندارد پیچ و مهره‌ها، مقاومت توسط ASTM با کمترین مقادیر، **کمترین مقاومت گواه**، **کمترین بار گواه**، و **کمترین مقاومت کششی**، بیان می‌شود.

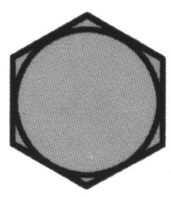
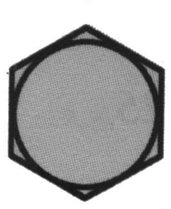
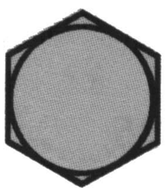
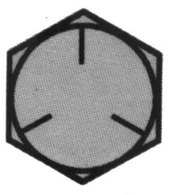
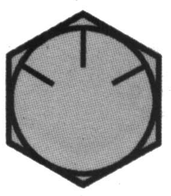
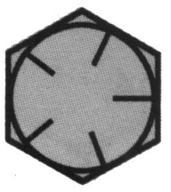
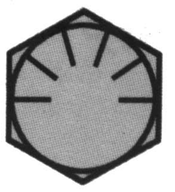
بار گواه، بیشترین بار یا نیرویی است که پیچ می‌تواند بدون تغییر شکل دائم تحمل کند. **مقاومت گواه** برابر با بار گواه تقسیم بر سطح تنش کششی است. پس مقاومت گواه به‌تقریب برابر حد تناسب و مطابق با 0.0025 mm تغییر شکل دائم پیچ (نخستین انحراف اندازه‌پذیر از رفتار کشسان) است. مقدار میانگین مقاومت گواه، میانگین مقاومت کششی و انحراف‌های معیار آنها جزو دستورهای مشخصات نیست، پس مسئولیت طراح، یافتن این مقادیر، شاید با آزمون پیش از طراحی برای اعتمادپذیری تعیین شده است. شکل ۸-۱۷ توزیع مقاومت کششی نهایی را از یک نوبت تولید پیچ نشان می‌دهد. اگر کمترین مقاومت ASTM برابر یا بیش از 828 MPa (120 kpsi) باشد، می‌توان پیچ را گروه 5، SAE



شکل ۸-۱۷
نمودار ستونی مقاومت کششی نهایی پیچ از 539 آزمون، میانگین مقاومت کششی نهایی $\bar{S}_{ut} = 1001.2\ \text{MPa}$ انحراف معیار $\hat{\sigma}_{Sut} = 71.1\ \text{MPa}$.

جدول ۸-۹

مشخصات پیچ‌های سر شش‌گوش فولادی SAE

شماره گروه SAE	حدود اندازه شامل in	کمترین مقاومت گواه،* kpsi	کمترین مقاومت کششی،* kpsi	کمترین مقاومت تسلیم،* kpsi	جنس	نشانهٔ سر
1	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$	33	60	36	کربن کم یا متوسط	
2	$\frac{1}{4}$–$\frac{3}{4}$	55	74	57	کربن کم یا متوسط	
	$\frac{7}{8}$–$1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$	65	115	100	کربن متوسط، سردکشیده	
5	$\frac{1}{4}$–1	85	120	92	کربن متوسط، Q&T	
	$1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$–1	85	120	92	مارتنزیت کم‌کربن، Q&T	
7	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$	105	133	115	آلیاژ با کربن متوسط، Q&T	
8	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$	120	150	130	آلیاژ با کربن متوسط، Q&T	
8.2	$\frac{1}{4}$–1	120	150	130	مارتنزیت کم‌کربن، Q&T	

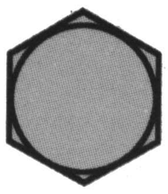
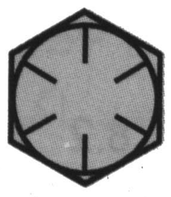
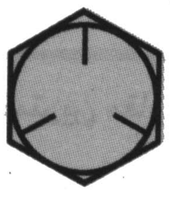
*کمترین مقاومت، مقاومتی است که ۹۹٪ پیچ‌ها بیش از آن دارند.

دانست. طراح چنین نمودار ستونی را نمی‌بیند، درعوض در جدول ۸-۹، مقدار 120 kpsi را برای گروه 5 اندازهٔ $\frac{1}{4}$ تا 1 اینچ [و در جدول ۸-۱۱ پیچ‌های متری 830 MPa را برای گروه 8.8 با اندازه‌های M16 تا M36. م.] می‌بیند. به همین شکل برای پیچ‌های ASTM در جدول ۸-۱۰ و برای پیچ‌های متری در جدول ۸-۱۱ مقادیر کمترین مقاومت آمده است.

در جدول ۸-۹ مشخصات پیچ‌های SAE است، که برحسب مقاومت کششی با کسرهایی که برای تغییرات در همان سطح مقاومت به‌کار می‌رود شماره‌گذاری می‌شود. پیچ‌های همه گروه‌های جدول موجود است. پیچ دوسر رزوه در گروه‌های 1، 2، 4، 5، 8، و 8.1 هست که 8.1 به فهرست نمی‌آید.

جدول ۸-۱۰

مشخصات پیچ‌های سر شش‌گوش فولادی SAE

شماره شناسهٔ ASTM	حدود اندازه شامل in	کمترین مقاومت گواه،* kpsi	کمترین مقاومت کششی،* kpsi	کمترین مقاومت تسلیم،* kpsi	جنس	نشانهٔ سر
A307	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$	33	60	36	کربن کم یا متوسط	
A325, نوع ۱	$\frac{1}{2}$–1 $1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	کربن متوسط، Q&T	
A325, نوع ۲	$\frac{1}{2}$–1 $1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	مارتنزیت کم‌کربن، Q&T	
A325, نوع ۳	$\frac{1}{2}$–1 $1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	فولاد هوازده، Q&T	
A354, گروه BC	$\frac{1}{4}$–$2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$–4	105 95	125 115	109 99	فولاد آلیاژی، Q&T	
A354, گروه BD	$\frac{1}{4}$–4	120	150	130	فولاد آلیاژی، Q&T	
A449	$\frac{1}{4}$–1 $1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$–3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	کربن متوسط، Q&T	
A490, نوع ۱	$\frac{1}{2}$–$1\frac{1}{2}$	120	150	130	فولاد آلیاژی، Q&T	
A490, نوع ۳	$\frac{1}{2}$–$1\frac{1}{2}$	120	150	130	فولاد هوازده، Q&T	

*کمترین مقاومت، مقاومتی است که ۹۹٪ پیچ‌ها بیش از آن دارند.

جدول ۸-۱۱

گروه‌های پیچ‌های شش‌گوش، درپوشی، و دوسر رزوهٔ متری با خواص مکانیکی*

گروه خواص	حدود اندازه شامل	کمترین مقاومت گواه،† MPa	کمترین مقاومت کششی،† MPa	کمترین مقاومت تسلیم،† MPa	جنس	نشانهٔ سر
4.6	M5–M36	225	400	240	کربن کم یا متوسط	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	کربن کم یا متوسط	
5.8	M5–M24	380	520	420	کربن کم یا متوسط	
8.8	M16–M36	600	830	660	کربن متوسط، Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	کربن متوسط، Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	مارتنزیت کم‌کربن، Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	آلیاژی، Q&T	

*طول رزوه برای پیچ‌های سر شش‌گوش و کلاهکدار (درپوشی)

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \le 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \le 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

که L طول پیچ است. برای پیچ‌های سازه، طول رزوه کمی کمتر است

†کمترین مقاومت یعنی ۹۹٪ پیچ‌ها مقاومتی بیشتر دارند.

مشخصات ASTM در جدول ۸-۱۰ آمده است. چون ASTM بیشتر با سازه‌ها سرکار دارد، دنده‌هایش کوتاه‌ترند؛ بیشتر اتصال‌های سازه‌ای زیر بار برشی هستند و کاهش طول رزوه، طول تنه بی‌رزوه را بیشتر می‌کند. مشخصات پیچ‌های متری در جدول ۸-۱۱ آمده است.

همه پیچ‌هایی که طبق ویژگی‌های استاندارد گروه خود در این کشور ساخته می‌شود، بجز نشانهٔ گروه، نشانه سازنده هم درسرپیچ می‌آید که بی‌ارزش است. این نشانه، تأییدی برسازگاری پیچ با گروه خود است، یا بهتر بگوییم، پیچ بی‌نشانه، شاید وارداتی و فاقد ویژگی‌های استاندارد است.

شکست خستگی پیچ‌های با بارمحوری، در گوشه زیرسر، در آغاز دنده یا در نخستین دندهٔ درگیر با مهره رخ می‌دهد. اگر گوشهٔ زیر سرپیچ استاندارد باشد، $K_f = 2.1$ تا 2.3 است و چنین گوشهٔ شانه با پولک از خراش یا آسیب حفظ می‌شود. اگر نصف زاویه مخروطی آغاز دنده، $15°$ یا کمتر داشته باشد، تنش در نخستین دندهٔ درگیر در مهره بیشتر است. اندازهٔ پیچ‌ها با بررسی بارگذاری در سطح پولکی مهره تعیین می‌شوند. این ضعیف‌ترین بخش پیچ است البته **فقط اگر** شرایط بالا تأمین شود (حفظ شانه با پولک و آغاز دنده $\text{thread runout} \geq 15°$). بی‌توجهی به این نکات سبب 15 درصد شکست خستگی در زیر سرپیچ، 20 درصد در آغاز دنده و 65 درصد درجایی که طراح توجه دارد شده است. اگر تنها به صفحه تماس پولک با مهره توجه شود که ضعیف‌ترین موضع نباشد، این کار اندکی خوب است.

مهره‌ها هم گروه‌بندی می‌شوند تا با پیچ گروه خود به‌کار روند. هدف از مهره، تغییر شکل دندهٔ آن و توزیع یکنواخت بارپیچ به مهره است. کنترل خواص مهره به همین منظور است. گروه مهره و پیچ باید یکی باشد.

۸-۷ اتصال‌های زیر بارکششی خارجی (Tension Joints—The External Load)

اکنون اثر بارکششی خارجی P وارد به اتصال پیچ و مهره‌ای همچون شکل ۸-۱۳ را بررسی می‌کنیم. فرض آن است که **پیش از** واردشدن P، با سفت‌کردن مهره به اندازهٔ درست، نیروی گیر که به آن **پیش‌بار** F_i گوییم به اتصال وارد شده است. نشانه‌ها عبارت‌اند از:

$F_i =$ پیش‌بار

$P =$ بارکششی خارجی

$P_b =$ سهم پیچ از بار P

$P_m =$ سهم عضوها از بار P

$F_b = P_b + F_i =$ برآیند بار پیچ

$F_m = P_m - F_i =$ برآیند بارعضوها

$C =$ کسری ازبارخارجی P، سهم پیچ

$1-C =$ کسری از بار خارجی P، سهم عضوها

بار کششی P سبب افزایش طول اتصال به اندازهٔ δ می‌شود. این افزایش طول را با دانستن k که برابر نیرو تقسیم بر تغییر شکل است به سفتی‌ها ربط می‌دهیم. پس،

$$\delta = \frac{P_m}{k_m} \quad \text{و} \quad \delta = \frac{P_b}{k_b} \qquad \text{(الف)}$$

یا

$$P_m = P_b \frac{k_m}{k_b} \qquad \text{(ب)}$$

چون $P = P_b + P_m$، پس

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = CP \qquad \text{(ج)}$$

و

$$P_m = P - P_b = (1-C)P \qquad \text{(د)}$$

جدول ۸-۱۲

محاسبه سَفتی‌های پیچ و عضوها، اعضای فولادی که با پیچ فولادی $\frac{1}{2}$ in-13NC بسته شده‌اند

اندازه گیر، in	سفتی‌ها، Mlb/in			
	k_b	k_m	C	1 – C
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

که

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \qquad (ه)$$

که آن را **ثابت سفتی اتصال** گویند. از این‌رو، برایند بار پیچ،

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \qquad F_m < 0 \qquad (۲۴-۸)$$

و برایند بار روی اعضای اتصال،

$$F_m = P_m - F_i = (1-C)P - F_i \qquad F_m < 0 \qquad (۲۵-۸)$$

البته این نتایج تنها تا زمانی معتبر است که مقداری بار محکم‌کننده در اتصال باشد. این را با محدودیت مع. (۸-۲۵) نشان داده‌ایم.

جدول ۸-۱۲ برای دادن اطلاعاتی درباره مقادیر نسبی سفتی‌آمده است. منطقه گیر فقط دو عضو فولادی دارد و بدون پولک و نسبت‌های C و $1-C$ به‌ترتیب ضرایب P در مع. (۸-۲۴) و (۸-۲۵) هستند. اینها به‌ترتیب نسبت سهم پیچ و عضوها از بار خارجی است. در همه حالات اعضاء بیش از ۸۰ درصد بار خارجی را می‌گیرند. به اهمیت این نکته در بار گذاری خستگی بیندیش. و ببین که افزایش طول گیر، سهم عضوها را از بار خارجی بازهم بیشتر می‌کند.

۸-۸ رابطه گشتاور پیچشی پیچ با کشش پیچ (Relating Bolt Torque to Bolt Tension)

با آموختن نیاز فراوان اتصال‌های پیچی مهم به پیش‌بار زیاد، باید وسیلهٔ اطمینان از وجود پیش‌بار پس از بستن قطعات را بیابیم.

اگر پس از بستن پیچ بتوان طول آن را با میکرومتر (ریزسنج) اندازه گرفت، به‌کمک فرمول $\delta = F_i l/(AE)$، افزایش طول، ناشی از پیش‌بار F_i محاسبه می‌شود. پس باید مهره آن‌قدر سفت شود که پیچ به اندازه δ افزایش طول یابد. این کار، پیش‌بار دلخواه در اتصال را با اطمینان پدید می‌آورد.

دراز شدن پیچ سرکوتاه (screw) را نمی‌شود راحت‌اندازه گرفت، چون ته رزوه‌دار سوراخ پیچ اغلب درون سوراخی ته‌بسته است. در بسیاری جاها هم دراز شدن پیچ با مهره را نمی‌شود اندازه گرفت. پس باید گشتاور پیچشی آچار برای پیش‌بار معین را حساب کرد. یعنی می‌توان روش آچار گشتاورساز (torque wrenching)، آچار بادی ضربه‌ای، یا میزان پیچاندن مهره را به‌کار برد. در آچار گشتاوری، درجه‌بندی آن، گشتاور پیش‌بار را نشان می‌دهد.

در آچار بادی ضربه‌ای، تنظیم فشاربار چنان است که آچار با رسیدن به گشتاور پیچشی لازم از دوران می‌افتد یا در برخی آچارها، جریان باد به‌طور خودکار قطع می‌شود.

جدول ۸-۱۳

توزیع پیش‌بار F_i از آزمون ۲۰ نمونه پیچ بی روانساز با گشتاور پیچشی 90 N·m

23.6,	27.6,	28.0,	29.4,	30.3,	30.7,	32.9,	33.8,	33.8,	33.8,
34.7,	35.6,	35.6,	37.4,	37.8,	37.8,	39.2,	40.0,	40.5,	42.7

*میانگین پیش‌بار $\bar{F}_i = 34.3$ kN، انحراف معیار، $\hat{\sigma} = 4.91$ kN.

در روش پیچاندن مهره، نخست باید **راحت سفت شدن** (***snug-tight***) تعریف شود. سفتی راحت زمانی است که با چند ضربه آچار بادی یا با تلاش فرد با آچار دستی، پیچ به‌ظاهر سفت می‌شود. پس از این، با پیچش اضافی، کشش مفید در پیچ پدید می‌آید. در روش پیچاندن مهره، باید مقدار پیچاندن نهایی برای رسیدن به پیش‌بار دلخواه را محاسبه کرد. برای نمونه، می‌گویند پیچ‌های شش گوش بزرگ اتصالات سازه‌ای در بهترین شرایط باید مهره پس از مرحله راحت سفت شدن، دست‌کم $180°$ دیگر بچرخد. باید گفت که این چرخش به‌تقریب برای پیچ چرخ خودرو هم درست است. مسأله‌های ۸-۱۵ تا ۸-۱۷ این روش را بیشتر نشان می‌دهد.

هرچند شاید ضریب مالش بسیار متغیر باشد، می‌توان با ترکیب مع. (۸-۵) و(۸-۶) برآورد خوبی از گشتاور لازم برای هر پیش‌بار معین به‌دست آورد

$$T = \frac{F_i d_m}{2}\left(\frac{l + \pi f d_m \sec\alpha}{\pi d_m - f l \sec\alpha}\right) + \frac{F_i f_c d_c}{2} \qquad \text{(الف)}$$

چون $\tan\lambda = l/\pi d_m$ است، صورت و مخرج جمله نخست را به πd_m تقسیم می‌کنیم

$$T = \frac{F_i d_m}{2}\left(\frac{\tan\lambda + f\sec\alpha}{1 - f\tan\lambda\sec\alpha}\right) + \frac{F_i f_c d_c}{2} \qquad \text{(ب)}$$

[خطا اصلاح شد. م.]

قطر سطح پولکی پیچ سرشش گوش باعرض آچارخور آن یکسان و 1.5 برابر اندازهٔ نامی پیچ است. پس میانگین قطر یقه $d_c = (d + 1.5d)/2 = 1.25d$ است. اکنون مع. (ب) چنین می‌شود

$$T = \left[\left(\frac{d_m}{2d}\right)\left(\frac{\tan\lambda + f\sec\alpha}{1 - f\tan\lambda\sec\alpha}\right) + 0.625 f_c\right] F_i d \qquad \text{(ج)}$$

اگر همه جمله درون کروشه را با نام ضریب **گشتاور پیچشی** (***torque coefficient***) با K مشخص کنیم،

$$K = \left(\frac{d_m}{2d}\right)\left(\frac{\tan\lambda + f\sec\alpha}{1 - f\tan\lambda\sec\alpha}\right) + 0.625 f_c \qquad (۲۶\text{-}۸)$$

پس مع. (ج) چنین می‌شود،

$$T = K F_i d \qquad (۲۷\text{-}۸)$$

ضریب مالش به پرداخت سطح، دقت و میزان روانسازی بستگی دارد. متوسط f و f_c هردو حدود 0.15 است. حقیقت جالب مع. (۸-۲۶) اینکه برای $f = f_c = 0.15$، $K \doteq 0.20$ است، بی‌آنکه اندازهٔ پیچ یا درشت و ریز بودن دنده‌ها مؤثر باشد.

Blake و Kurtz نتایج آزمایش‌های فراوان واردکردن گشتاور پیچشی به پیچ‌ها را منتشر کرده‌اند.[۶]

---

6. J. C. Blake and H. J. Kurtz, "The Uncertinties of Measuring Fastener Preload," *Machine Design*, vol. 37, Sept. 30, 1965, pp. 128–131.

30.3,	32.5,	32.5,	32.9,	32.9,	33.8,	34.3,	34.7,	37.4,	40.5

*میانگین پیش‌بار $\bar{F}_i = 34.18$ kN، انحراف معیار، $\hat{\sigma} = 2.88$ kN.

جدول ۸-۱۴
توزیع پیش‌بار F_i از آزمون ۱۰ نمونه پیچ روانسازی شده زیر گشتاور پیچشی 90 N·m

جدول ۸-۱۵
ضرایب گشتاور پیچشی برای مع. (۸-۲۷)

شرایط پیچ و مهره	K
سیاه‌اندود، بدون روکش	0.30
روکش روی	0.20
با روانساز	0.18
روکش کادمیم	0.16
با ضدقفل‌کن Bowman	0.12
با مهرهٔ Bowman-Grip	0.09

با تحلیل آماری اطلاعات این‌دو از توزیع ضرایب گشتاور پیچشی بار آنها چیزهایی می‌آموزیم. Blake و Kurtz پیش‌بار را برای پیچ‌های $\frac{1}{2}$ in-20 UNF در دو حالت با و بی‌روانساز و با گشتاور پیچشی 800 lbf·in تعیین کردند. که این به‌تقریب همچون پیچ M12×1.25 با گشتاور پیچشی 90 N·m است. تحلیل‌های آماری این دو دسته پیچ با تبدیل به واحدهای SI در جدول‌های ۸-۱۳ و ۸-۱۴ آمده است.

می‌بینیم که هردو دسته به‌تقریب میانگین پیش‌بار یکسان 34 kN دارند. انحراف معیار پیچ‌های بی‌روانساز 4.9 kN و یا COV حدود 0.15 است. انحراف معیار پیچ‌های با روانساز 3 kN با COV حدود 0.9 است.

میانگین دو دسته نمونه‌ها نزدیک به‌هم و حدود 34 kN است که با مع. (۸-۲۷) برای هردو دسته $K = 0.208$ می‌شود.

توزیع Bowman از سازندگان بزرگ پیچ و مهره، مقادیر جدول ۸-۱۵ را پیشنهاد می‌کند. در این کتاب همین مقادیر را به‌کار می‌بریم و اگر شرایط پیچ را نگفته باشند، $K = 0.2$ می‌گیریم.

نمونه ۸-۳ یک پیچ متری M20 دنده درشت گروه 8.8 زیر بار $P = 28$ kN کششی اتصال است. پیش‌کشش $F_i = 116$ kN سفتی پیچ و اتصال $k_b = 1138.78$ kN/mm و $k_m = 2417.72$ kN/mm است.

(الف) تنش‌های پیش‌بار و بارعملی در پیچ را به‌دست آور و آنها را با کمترین مقاومت گواه SAE پیچ بسنج.

(ب) گشتاور لازم برای تأمین پیش‌بار بنا به مع. (۸-۲۷)؟

(ج) گشتاور لازم برای تأمین پیش‌بار بنا به مع. (۸-۲۸) و $f = f_c = 0.15$؟

راه حل از جدول ۸-۱، $A_t = 245$ mm^2 [دنده‌ریز 272].

(الف) تنش پیش‌بار

پاسخ
$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{116000}{245} = 473.5 \text{ MPa} \quad [\text{دنده‌ریز } 426.5]$$

ثابت سفتی برابر

$$C=\frac{k_b}{k_b+k_m}=\frac{1138.78}{1138.78+2417.72}=0.320$$

از مع. (۸-۲۴)، تنش زیر بار عملی برابر

پاسخ

$$\sigma_b=\frac{F_b}{A_t}=\frac{CP+F_i}{A_t}=C\frac{P}{A_t}+\sigma_i=0.32\frac{28000}{245}+473.5=510\,\text{MPa}$$ [دنده‌ریز 459.4]

از جدول ۸-۱۰ برای گروه 8.8 کمترین مقاومت‌گواه $S_P=600\,\text{MPa}$ است. تنش پیش‌بار و بار عملی به‌ترتیب 27 و 18 درصد کمتر از مقاومت گواه هستند.

(ب) از مع. (۸-۲۷)، گشتاور لازم برای تأمین پیش‌بار برابر

پاسخ

$$T=KF_i d=0.2(116)20=464\,\text{N}\cdot\text{m}$$

(ج) قطر ریشه از سطح مقطع ریشه از جدول ۸-۲ چنین می‌شود $d_r=\sqrt{4A_r/\pi}=\sqrt{4(225)/\pi}=16.93\,\text{mm}$

پس قطر متوسط برابر $d_m=(16.93+20)/2=18.46\,\text{mm}$، زاویه راهنما برابر

$$\lambda=\tan^{-1}\frac{l}{\pi d_m}=\tan^{-1}\frac{2.5}{\pi(18.46)}=2.47^\circ$$ [دنده‌ریز 1.43°]

برای $\alpha=30^\circ$ و مع. (۸-۲۶)،

$$T=\left\{\left[\frac{18.46}{2(20)}\right]\left[\frac{\tan 2.47^\circ+0.15(\sec 30^\circ)}{1-0.15(\tan 2.47^\circ)(\sec 30^\circ)}\right]+0.625(0.15)\right\}116(20)$$

$$=450.88\,\text{N}\cdot\text{m}$$ [دنده‌ریز 437.82]

که حدود 2.9 [دنده‌ریز 5.6] درصد کمتر از مقداری که از بند (ب) به‌دست آمده است.

۸-۹ اتصال کششی با پیش‌بار زیر بار ایستا
(Statically Loaded Tension Joint with Preload)

مع. (۸-۲۴) و (۸-۲۵) نیروهای یک اتصال پیچ و مهره‌ای به‌همراه پیش‌بار را می‌دهد. تنش کششی در پیچ همچون نمونهٔ ۸-۳ پیدا می‌شود.

$$\sigma_b=\frac{CP}{A_t}+\frac{F_i}{A_t}$$ (الف)

محدود کنندهٔ σ_b، مقاومت گواه S_Pاست. پس برای هر **ضریب بار** n، مع. (الف) چنین می‌شود

$$\frac{CnP}{A_t}+\frac{F_i}{A_t}=S_p$$ (ب)

یا

$$n=\frac{S_pA_t-F_i}{CP}$$ (۸-۲۸)

در این‌جا n را ضریب بار می‌گوییم، نه ضریب ایمنی که به‌گونه‌ای به‌هم مربوطند. هر مقدار $n>1$ در مع. (۸-۲۸) نشان می‌دهد که تنش در پیچ کمتر از مقاومت گواه است.

راه دیگر برای اطمینان از ایمنی اتصال این است که بار خارجی کمتر از بار آستانه جدا شدن اتصال باشد که اگر جدا شوند، همه بار خارجی به پیچ وارد می‌شود. اگر بار در آستانه جدا شدن اتصال را P_0 بگیریم، پس در مع. (۸–۲۵)، $F_m = 0$ و

$$(1-C)P_0 - F_i = 0 \qquad \text{(ج)}$$

اگر ضریب ایمنی دربرابر جدایش اتصال برابر

$$n_0 = \frac{P_0}{P} \qquad \text{(د)}$$

باشد، در مع. (ج)، $P_0 = n_0 P$ می‌گذاریم

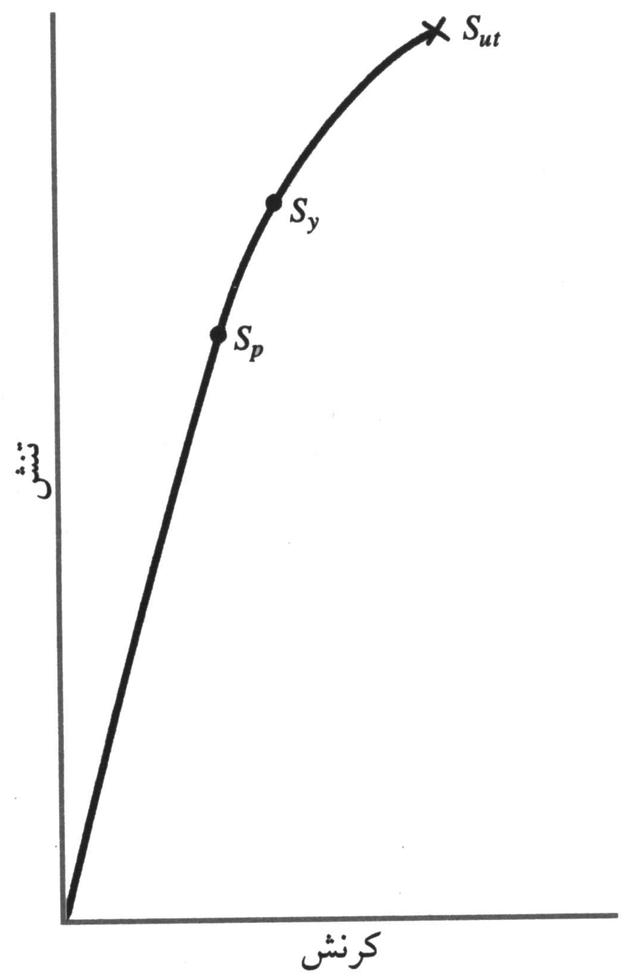
$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)} \qquad (۸–۲۹)$$

که ضریب ایمنی دربرابر جدایش اتصال است.

شکل ۸–۱۸ نمودار تنش کرنش ماده پیچ با کیفیت خوب است. بدان که نقطه تسلیم روشنی ندارد و نمودار تا گسیختن که مقاومت کششی باشد، به نرمی پیش‌می‌رود. یعنی هرقدر پیش‌بار هم که به پیچ بدهیم، ظرفیت تحمل بار خود را حفظ می‌کند. این همانست که پیچ را محکم نگه‌می‌دارد و گویای مقاومت اتصال است. پیش کشش "عضله" اتصال است و مقدارش با مقاومت پیچ تعیین می‌شود. اگر در ایجاد پیش‌بار، تمام مقاومت پیچ را به‌کار نگیریم، پول به‌هدر رفته و اتصال ضعیف‌تر است.

پیچ با کیفیت خوب را می‌توان تا میدان تسلیم پیش‌بار داد تا مقاومت بیشتری پدید آورد. مقداری از گشتاور پیچشی سفت کردن پیچ، پیچش ایجاد می‌کند که تنش اصلی کششی را می‌افزاید. هرچند، این پیچش با اصطکاک سرپیچ و مهره نگهداری می‌شود و بعد آزاد شده، اندکی از کشش پیچ می‌کاهد. پس مثل یک قانون، یک پیچ یا هنگام سفت کردن می‌برد یا هرگز.

بعد از همهٔ اینها، خیلی هم روی گشتاور آچار تکیه نکن، شاخص خوبی برای پیش‌بار نیست. هرجا میسر شد—به‌ویژه در بارهای خستگی، کشیدگی واقعی پیچ را به‌کار ببر. اگر بدرستی خواهان اعتماد-پذیری زیاد در طرح هستی، پیش‌بار باید همیشه با کشیدگی پیچ تعیین شود.



شکل ۸–۱۸

نمونه نمودار تنش ـ کرنش مواد پیچ به‌همراه نقاط مقاومت گواه S_P، مقاومت تسلیم S_y، و مقاومت نهایی کششی S_{ut}.

توصیه‌های Russell, Burdsall & Ward Inc (RB&W)، پیش‌بار، 60 kpsi، برای پیچ‌های SAE گروه ۵ قابل دوباره کاربری و پیچ‌های A325 (معادل SAE گروه ۵) که در سازه‌ها به‌کار می‌رود تا بار گواه یا بیشتر (85 kpsi تا قطر ۱ اینچ) سفت شوند[۷] [410MPa برای پیچ‌های متری گروه 8.8 که خواص نزدیک به SAE گروه 5 دارند. م.]. Bowman[۸] پیش‌بار 75 درصد بارگواه را پیشنهاد می‌کند که برای پیچ‌های با کاربری دوباره، همچون پیشنهاد RB&W است. با این راهنمایی‌ها پیشنهاد پیش‌بارهای زیر برای بارهای ایستا یا خستگی می‌شود

$$F_i = \begin{cases} 0.75F_p & \text{اتصال موقت، سفت‌کننده‌های با کاربری دوباره} \\ 0.90F_P & \text{اتصالات دائم} \end{cases} \qquad (۳۰-۸)$$

که F_p، بار گواه از معادله زیر به‌دست می‌آید

$$F_p = A_t S_p \qquad (۳۱-۸)$$

S_P در این‌جا مقاومت گواه است که از جدول‌های ۸–۹ تا ۸–۱۱ به‌دست می‌آید. برای مواد دیگر مقدار تقریب آن $S_P = 0.85S_y$ است. بسیار دقت کن که محکم کننده‌های رزوه‌دار از مواد نرم نباشند. پیچ و مهره‌های فولادی پرمقاومت را که برای اتصالات فولادی ساختمانی به‌کار می‌روند، اگر روش‌های سفت کردن پیشرفته باشد، تا تسلیم سفت کن.

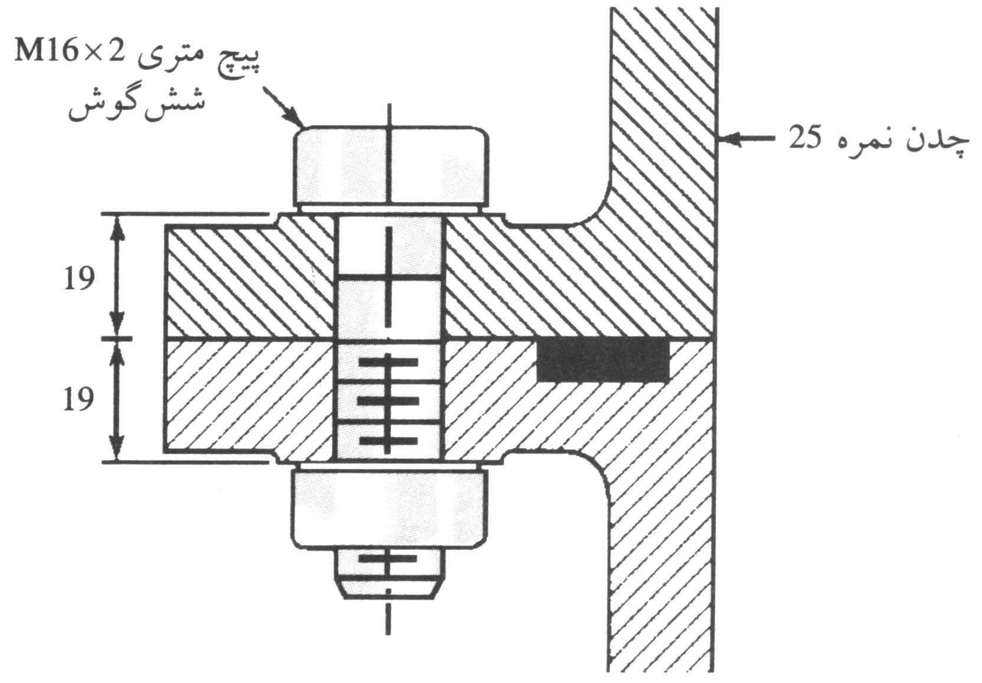
می‌بینی که توصیه‌های پیش‌بار RB&W با آنچه در این فصل می‌آید همسو است. اهداف توجیه و بسط روابط، دادن دیدگاه به‌خواننده در تأیید مع. (۸–۳۰) و آشنایی با روش کار است تا بتواند از پس موارد ویژه‌ای بجز توصیه‌ها برآید.

7. Russell, Burdsall & Ward Inc., *Helpful Hints for Fastener Design and Application*, Mentor, Ohio, 1965, p. 42.
8. Bowman Distribution–Barnes Group, *Fasterner Facts*, Cleveland, 1985, p. 90.

نمونه ۸–۴ شکل ۸–۱۹ مقطعی از مخزن فشار استوانه‌ای از چدن دستهٔ 25 است که با N پیچ و مهره M16×2 از گروه 8.8 باید برای ایستادگی دربرابر نیروی جدایش 160 kN به‌کار رود.

(الف) k_b، k_m، و C را پیدا کن.

(ب) شمار پیچ‌ها را برای ضریب بار 2 که شاید باز شوند و دوباره به‌کار روند پیدا کن.



شکل ۸–۱۹

راه حل (الف) طول گیر $L_G = 38\ \text{mm}$ از جدول الف-۳۱ کلفتی مهره $14.8\ \text{mm}$ و بعد از مهره هم دو دنده اضافه می‌کنیم، پس طول پیچ چنین باید باشد

$$L = 38 + 14.8 + 4 = 56.8\ \text{mm}$$

از جدول الف-۱۷ نزدیک‌ترین اندازهٔ بعدی $L = 60\ \text{mm}$ است. از مع. (۸-۱۴) طول رزوه برابر $L_T = 2(16) + 6 = 38\ \text{mm}$ است. پس طول بی‌رزوهٔ در ناحیه‌گیر برابر $l_d = 60 - 38 = 22\ \text{mm}$ است. بخش رزوه‌دار در ناحیه‌گیر $l_t = L_G - l_d = 16\ \text{mm}$، از جدول ۸-۱، $A_t = 157\ \text{mm}$، سطح قطر بیرونی $A_d = \pi(16)^2/4 = 201$، پس سفتی پیچ برابر

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{201(157)207(10)^3}{201(16) + 157(22)} = 979\ \text{kN/mm}$$ پاسخ

از جدول الف-۲۴ برای چدن نمرهٔ 25، $E = 96\ \text{GPa}$ به‌کار می‌بریم. سفتی عضوها از مع. (۸-۲۲) برابر

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2\ln\left(5\frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d}\right)} = \frac{0.907(96)10^3(16)}{\ln\left(5\frac{0.5774(38) + 0.5(16)}{0.5774(38) + 2.5(16)}\right)}$$ پاسخ

$$= 1579\ \text{kN/mm}$$

اگر مع. (۸-۲۳) را به‌کار بری، از جدول ۸-۸، $A = 0.77871$ و $B = 0.61616$ و

$$k_m = EdA\exp(Bd/l)$$
$$= 96(16)0.77871\exp[0.61616(16)/38]$$
$$= 1550\ \text{kN/mm}$$

که تنها 1.8 درصد کمتر از نتیجه پیشین است.

بنا بر مقدار k_m نخست، ثابت سفتی C برابر با

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{979}{979 + 1579} = 0.383$$ پاسخ

(ب) از جدول ۸-۱۱، $S_p = 600\ \text{MPa}$، پس با مع. (۸-۳۰) و (۸-۳۱) پیش‌بار پیشنهادی پیدا می‌شود

$$F_i = 0.75A_t S_p = 0.75(157)600 = 70.65\ \text{kN}$$

برای شمار پیچ‌ها، مع. (۸-۲۸) را به‌کار می‌بریم

$$n = \frac{S_P A_t - F_i}{C(P/N)}$$ (۱)

یا

$$N = \frac{CnP}{S_P A_t - F_i} = \frac{0.383(2)160(10)^3}{600(157) - 70650} = 5.2$$

که با شش پیچ و مهره، مع. (۱) چنین می‌شود

$$n = \frac{600(157) - 70650}{0.383(160)10^3/6} = 2.3$$

که بیش از نیاز است. پس با پیش‌بار پیشنهادی، شش پیچ و مهره به‌کار می‌بریم.

۸-۱۰ اتصال نشت‌بنددار (Gasketed Joints)

اگر در اتصال، نشت‌بند کامل وجود دارد، فشار نشت‌بند p با تقسیم نیروی روی عضو بر سطح نشت‌بند برای هر پیچ A_g/N پیدا می‌شود

$$p = -\frac{F_m}{A_g/N} \qquad \text{(الف)}$$

با ضریب بار n، مع. (۸-۲۵) چنین می‌شود

$$F_m = (1-C)nP - F_i \qquad \text{(ب)}$$

فشار نشت‌بند از گذاردن مع. (ب) در مع. (الف) به‌دست می‌آید

$$p = [F_i - nP(1-C)]\frac{N}{A_g} \qquad (۸-۳۲)$$

در اتصال با نشت‌بند کامل، یکنواختی فشار روی نشت‌بند مهم است. برای حفظ یکنواختی کافی فشار، فاصله پیچ‌های مجاور روی دایرهٔ پیچ‌ها نباید بیش از شش برابر قطر نامی پیچ‌ها باشد. و برای حفظ آزادی حرکت آچار، این فاصله کمتر از سه‌برابر قطرپیچ نباشد. یک دستور تقریبی برای فاصله بین پیچ‌ها روی دایرهٔ مراکزشان چنین است

$$3 \le \frac{\pi D_b}{Nd} \le 6 \qquad (۸-۳۳)$$

که D_b قطر دایرهٔ مراکز پیچ‌ها و N تعداد پیچ‌هاست.

۸-۱۱ بارگذاری خستگی، اتصال کششی (Fatigue Loading of Tension Joints)

اتصال‌های پیچ و مهره‌ای با بارکششی را می‌شود یکراست با روش‌های فصل ۷ بررسی کرد. جدول ۸-۱۶ ضرایب میانگین تمرکز تنش در خستگی برای گوشهٔ زیر سرپیچ و در آغاز دنده‌ها روی تنه پیچ است. اینها برای حساسیت شکاف و پرداخت سطح، پیشاپیش تصحیح شده‌اند. طراحان باید آگاه باشند که چون این ضرایب تنها مقادیر متوسط هستند، ممکن است شرایطی هم پیش‌آید که کاوش دقیق‌تر آنها ضرورت یابد. درواقع Peterson[9] دریافت که 15 درصد شکست در زیر سرپیچ، 20 درصد در آغاز دنده و 65 درصد در سطح مهره رخ می‌دهد.

کاربرد رزوه‌های نوردشده، روش حاکم بر شکل‌دهی دندهٔ سفت کننده‌های پیچی است که جدول ۸-۱۶ خورند آنهاست. در نورد رزوه، مقدار سردکاری و تقویت کرنش از دید طراح دور است، پس، مقاومت دوام محوری به‌درستی تصحیح شده (شامل K_f) در جدول ۸-۱۷ آمده است. برای دنده‌های تراشیده، روش‌های فصل ۷ مفیدند. بپذیریم که مقاومت‌های دوام خیلی کمترند.

جدول ۸-۱۶
ضرایب تمرکز تنش خستگی K_f برای اجزای رزوه‌دار

گروه SAE	گروه متری	رزوهٔ نورد شده	رزوهٔ تراشیده	گوشه
0 تا 2	3.6 تا 5.8	2.2	2.8	2.1
4 تا 8	6.6 تا 10.9	3.0	3.8	2.3

9. R. E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, Wiley, New York, 1974, p. 253.

جدول ۸-۱۷

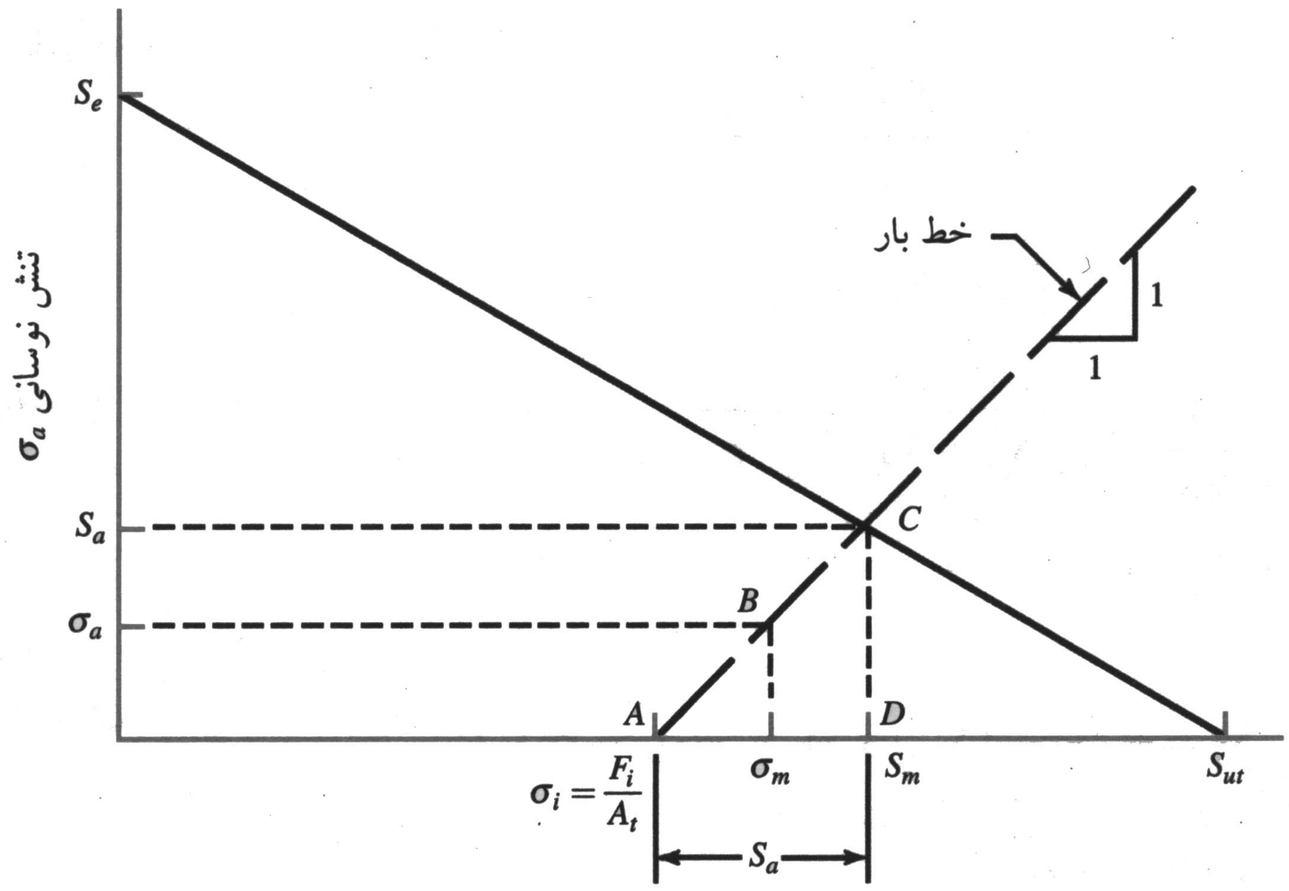
مقاومت‌های دوام به درستی تصحیح شده برای انواع پیچ‌ها با رزوه‌های نورد شده*

گروه یا نوع	حدود اندازه	مقاومت دوام
SAE 5	$\frac{1}{4}$–1 in	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$–$1\frac{1}{2}$ in	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$ in	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$–$1\frac{1}{2}$ in	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16–M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6–M16	140 MPa
ISO 10.9	M5–M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6–M36	190 MPa

*بار نوسانی محوری، به‌درستی تصحیح شده.

شکل ۸-۲۰

نمودار خستگی راهنمای طراح، مکان هندسی شکست Goodman، چگونگی کاربرد خط بار برای تعیین شکست و ایمنی در اتصال‌های پیچی با پیش‌بار و بار خستگی، نقطه B بی شکست و C شکست است.



در بیشتر گونه‌های بارگذاری خستگی که در تحلیل اتصالات پیچی پیش می‌آید بار خارجی بین صفر و بیشترین مقدار خود P نوسان دارد. برای نمونه در مخازن تحت فشار که یا فشار هست یا نه، چنین است. در چنین موارد، $F_{\max} = F_b$ و $F_{\min} = F_i$ و مؤلفهٔ نوسانی نیرو $F_a = (F_{\max} - F_{\min})/2 = (F_b - F_i)/2$ است. که با تقسیم آن به A_t، مؤلفهٔ نوسانی تنش پیچ به‌دست می‌آید. نکته بخش ۸-۷ را با مع. (۸-۲۴) به‌کار می‌بریم و حاصل آن

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{(CP + F_i) - F_i}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \tag{۸-۳۴}$$

تنش میانگین برابر مؤلفهٔ نوسانی تنش به‌علاوه کمترین تنش $\sigma_i = F_i/A_t$ و حاصل آن

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \tag{۸-۳۵}$$

خط بار در نمودار خستگی راهنمای طراح، همچون شکل ۸-۲۰ چنین است

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \tag{۸-۳۶}$$

مسأله بعد یافتن مؤلفه‌های مقاومت S_a و S_m برای مکان هندسی شکست خستگی است. اینها به معیار-های شکست بستگی دارند

Goodman:

$$\frac{S_a}{S_e}+\frac{S_m}{S_{ut}}=1 \qquad (۳۷-۸)$$

Gerber:

$$\frac{S_a}{S_e}+\left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2=1 \qquad (۳۸-۸)$$

پاره‌بیضی *ASME*:

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2+\left(\frac{S_m}{S_p}\right)^2=1 \qquad (۳۹-۸)$$

اگر مع. (۸-۳۶) را $S_m = S_a + \sigma_i$ بگیریم و با هریک از مع. (۸-۳۷) تا (۸-۳۹) همزمان حل کنیم، می‌شود

Goodman:

$$S_a=\frac{S_e(S_{ut}-\sigma_i)}{S_{ut}+S_e} \qquad (۴۰-۸)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i \qquad (۴۱-۸)$$

Gerber:

$$S_a=\frac{1}{2S_e}\left[S_{ut}\sqrt{S_{ut}^2+4S_e(S_e+\sigma_i)}-S_{ut}^2-2\sigma_i S_e\right] \qquad (۴۲-۸)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i$$

پاره‌بیضی *ASME*:

$$S_a=\frac{S_e}{S_p^2+S_e^2}\left(S_p\sqrt{S_p^2+S_e^2-\sigma_i^2}-\sigma_i S_e\right) \qquad (۴۳-۸)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i$$

هرگاه روابط این بخش را به‌کار می‌بری بدان که باید K_f را برای σ_a و σ_m هردو به‌کار بری، وگرنه شیب خط بار ۱ به ۱ نمی‌ماند.

آزمون مع. (۸-۳۷) تا (۸-۴۳) معادله‌های پارامتری را نشان می‌دهد که مختصات موردنظر را به‌شکل معیارها ربط می‌دهد. ضریب‌ایمنی دربرابر خستگی چنین است

$$n_f=\frac{S_a}{\sigma_a} \qquad (۴۴-۸)$$

اگر این را برای نمونه با معیار Goodmen به‌کار بریم، با مع. (۸-۳۴) و (۸-۴۰) و $\sigma_i = F_i/A_t$ یعنی با حضور پیش‌بار F_i، چنین می‌شود

$$n_f=\frac{2S_e(S_{ut}A_t-F_i)}{CP(S_{ut}+S_e)} \qquad (۴۵-۸)$$

بی پیش‌بار که $C=1$ و $F_i=0$ است و مع. (۸-۴۵) چنین می‌شود

$$n_{f0}=\frac{2S_eS_{ut}A_t}{P(S_{ut}+S_e)} \qquad (۴۶-۸)$$

اگر $n_f/n_{f0}>1$ باشد، پیش‌بار برای پایداری دربرابر خستگی خوبست. برای معیار Goodman و $n_f/n_{f0}\geq 1$ مع. (۸-۴۵) و (۸-۴۶) یک مرز بالایی برای پیش‌بار F_i پدید می‌آورد که چنین است

$$F_i \leq (1-C) S_{ut} A_t \tag{۴۷-۸}$$

اگر نتوان به این رابطه رسید و n_f مقبول نبود، معیار Gerber یا پاره‌بیضی ASME را به‌کار ببر تا پاسخی با احتیاط کمتر به‌دست آید. اگر هنوز طرح مقبول نیست، می‌شود شمار پیچ‌ها را افزود یا اندازهٔ پیچ را عوض کرد. چرا پیچ‌ها شل می‌شوند؟ آنها با اصطکاک کار می‌کنند و لرزش و دیگر اثرات ناشناخته با گذشت زمان آنها را شل می‌کند. چطور دربرابر شل شدن بجنگیم؟ دربازهٔ محدودیت‌های مقاومت هرچه پیش‌بار بیشتر باشد بهتر است. حساب سرانگشتی این است که اگر پیش‌بار 60 درصد بارگواه باشد، به ندرت شل‌می‌شود. اگر بیشتر بهتر است، چقدر؟ خوب، نه آن اندازه که برای کاربری دوبارهٔ آنها تهدیدی باشد. جور دیگر، می‌شود روش‌های قفل‌کردن سفت کننده را به‌کار برد.

پس از حل مع. (۸-۴۴)، باید به‌یاری مقاومت گواه، تسلیم را هم بررسی کنی:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a} \tag{۴۸-۸}$$

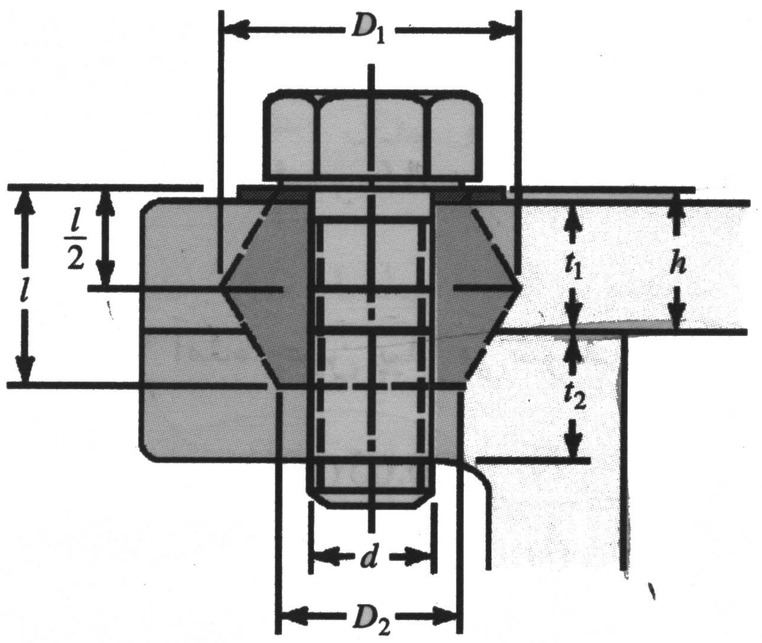
نمونه ۸-۵ شکل ۸-۲۱ یک اتصال با پیچ‌های سرشش‌گوش را نشان می‌دهد. به این اتصال نیروی نوسانی که بیشترینش برای هر پیچ 22 kN است وارد می‌شود. داده‌های لازم؛ با پیچ M16 گروه 8.8 با پولک از فولاد سخت شده به‌کلفتی 1.6 mm، درپوش فولادی $t_1=16$ mm، $E_s=207$ GPa و بدنه چدنی $E_{ci}=110$ GPa، $t_2=16$ mm،

(الف) با فرض‌هایی که در توضیح شکل ۸-۲۱ آمده، k_b، k_m، و C را پیدا کن.

(ب) همه ضرایب ایمنی را پیدا کن و بگو چه معنایی دارند.

راه حل (الف) بنا به نمادهای دو شکل ۸-۱۵ و ۸-۲۱، $h=t_1+t_w=17.6$ mm و $l=h+d/2=25.6$ mm و $D_2=1.5d=24$ mm. اتصال شامل سه مخروط ناقص است؛ دو مخروط ناقص فولادی در بالا و مخروط پایینی چدنی است.

شکل ۸-۲۱



الگوهای مخروط ناقص فشار عضوها با پیچ سر شش‌گوش درپوش. در این الگو، اندازه‌های مؤثر

$$l=\begin{cases} h+t_2/2 & t_2<d \\ h+d/2 & t_2\geq d \end{cases}$$

$$D_1 = d_w + l\tan\alpha$$

$$1.5d + 0.577l$$

$$D_2 = d_w = 1.5d$$

که $l=$ طول مؤثر گیر، راه حل برای $\alpha=30°$ و $d_w=1.5d$ است.

برای بلندی مخروط بالایی: $t = l/2 = 12.8$، $D = 24$ mm، و $E = 207$ GPa. پس اینها را در مع. (۸–۲۰) به‌کار می‌بریم و $k_1 = 8206.3$ MN/m.

برای مخروط ناقص میانی: $t = h - l/2 = 4.8$ mm و $D = 24 + 2(l-h)\tan 30° = 33.24$ با اینها و $E_s = 207$ GPa، از مع. (۸–۲۰)، $k_2 = 34924$ MN/m به‌دست می‌آید.

برای مخروط ناقص پایینی: $D = 24$ mm، $t = l - h = 8$ mm و $E_{ci} = 110$ GPa با همان معادله $k_3 = 5701.5$ MN/m می‌شود.

این سه مقدار سفتی را در مع. (۸–۱۸) می‌گذاریم. پس $k_m = 3068.6$ MN/m. پیچ درپوش کوتاه است و همه‌اش رزوه دارد. اگر طول‌گیر $l = 25.6$ و از جدول ۸–۱، $A_t = 157$ mm^2 باشد، $k_b = A_t E/l = 1269.5$ MN/m سفتی آن است. پس ثابت اتصال برابر با

پاسخ
$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{1269.5}{1269.5 + 3068.6} = 0.293$$

(ب) پیش‌بار از مع. (۸–۳۰) چنین است

$$F_i = 0.75F_p = 0.75A_tS_p = 0.75(157)600 = 70.65\text{ kN}$$

که برای پیچ درپوش گروه 8.8 متری از جدول ۸–۱۱، $S_p = 600$ MPa است. با مع. (۸–۲۸)، ضریب بار به‌دست می‌آید

پاسخ
$$n = \frac{S_pA_t - F_i}{CP} = \frac{600(157) - 70.65(10)^3}{0.293(22)10^3} = 3.658$$

این ضریب جلوی رسیدن تنش پیچ به مقاومت گواه را می‌گیرد. سپس مع. (۸–۲۹) را به‌کار می‌بریم

پاسخ
$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{70.65}{22(1-0.293)} = 4.54$$

اگر نیروی P خیلی زیاد شود، اتصال ازهم جدا می‌شود و همه بار را پیچ‌خواهد گرفت و این ضریب برای پیشگیری آن است.

برای ضرایب باقیمانده، شکل ۸–۲۲ را ببین. این نمودار، خط Goodman، خط Gerber، خط مقاومت گواه و خط‌بار را دارد. تلاقی خط بار L با خطوط شکست، به‌ترتیب در نقاط C، D، و E برای هر تلاقی یک S_a و یک S_m مشخص می‌کند. نقطه B به‌نشان حالت تنش σ_a و σ_m است. نقطهٔ A تنش σ_i پیش‌بار است. پس خط بار از A آغاز شده و شیب واحد دارد که البته به‌شرط یکسان بودن مقیاس دو محور تنش است.

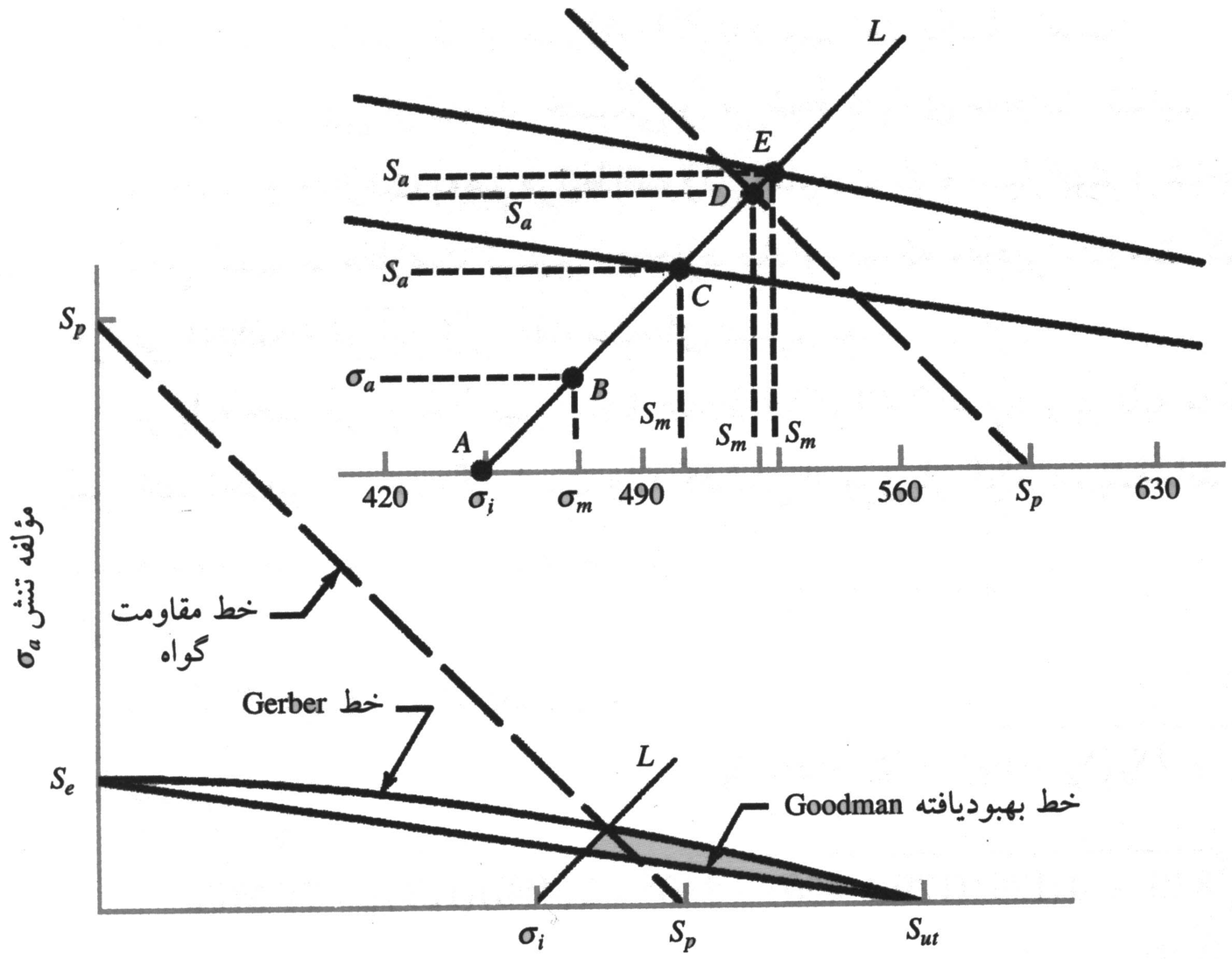
ضرایب ایمنی از تقسیم فاصله‌های AC، AD، و AE بر AB به‌دست می‌آید. بدان‌که این کار همچون تقسیم S_a از هر نظریه بر σ_a است.

مقادیری که در توضیح شکل ۸–۲۲ آمده چنین پیدا می‌شوند

نقطه A
$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{70.65(10^3)}{157} = 450\text{ MPa}$$

نقطه B
$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0.293(22)10^3}{2(157)} = 20.53\text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 20.53 + 450 = 470.53\text{ MPa}$$



شکل ۸-۲۲

نمودار خستگی راهنمای طراح پیچ‌های با پیش‌بار، به‌تناسب رسم شده، مکان‌های هندسی Goodman، Gerber، و مقاومت گواه Langer به‌همراه نمای بزرگ شده ناحیهٔ مهم. مقاومت‌ها $S_p = 600$ MPa، $S_e = 130$ MPa و $S_{ut} = 830$ MPa است. مختصات A، $\sigma_i = 450$ MPa؛ B، $\sigma_a = 19.6$ MPa، $\sigma_m = 469.6$ MPa؛ C، $S_a = 51.5$ MPa، $S_m = 501.5$ MPa؛ D، $S_a = 75$ MPa، $S_m = 525$ MPa؛ E، $S_a = 77.5$ MPa، $S_m = 527.5$ MPa.

نقطه C

این معیار بهبودیافته Goodman است. از جدول ۸-۱۷، $S_e = 129$ MPa. پس مع. (۸-۴۰) را به‌کار می‌بریم

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = \frac{129(830 - 450)}{830 + 129} = 51.12 \text{ MPa}$$

ضریب ایمنی چنین به‌دست می‌آید

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{51.12}{20.53} = 2.49$$

پاسخ

نقطه D

این نقطه در جایی روی خط مقاومت گواه قرار دارد که

$$S_m + S_a = S_p \quad (1)$$

تازه، تصویر افقی خط بار AD چنین است

$$S_m = \sigma_i + S_a \quad (2)$$

با حل همزمان مع. (۱) و (۲)، حاصل چنین است

$$S_a = \frac{S_p - \sigma_i}{2} = \frac{600 - 450}{2} = 75 \text{ MPa}$$

ضریب ایمنی این یکی هم برابر

$$n_p = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{75}{20.53} = 3.65$$

پاسخ

که البته با نتیجه پیشین که از مع. (۸-۲۸) به‌دست آمد یکسان است.

وارسی مشابهی از نمودار خستگی را می‌شود به‌یاری مقاومت تسلیم σ جای مقاومت گواه انجام داد. هرچند دو مقاومت به‌هم مرتبط‌اند، ولی مقاومت گواه بسیار بهتر و شاخص مطمئن‌تری از پیچ زیر بار کامل است تا مقاومت تسلیم. جا دارد بیادآوریم که مقادیر مقاومت گواه در دستورها و مقررات طراحی (codes) می‌آید ولی مقاومت‌های تسلیم نه.

بر پایه خستگی و خط بهبودیافته Goodman، $n_f = 2.49$ و بر پایه مقاومت گواه $n_p = 3.65$ شد. پس خطر خرابی در خستگی است و نه گذشتن از مرز بار گواه. همیشه باید این دو ضریب را سنجید تا معلوم شود خطر بیشتر در کدام است.

نقطه E

از مع. (۸-۴۲) برای معیار Gerber،

$$S_a = \frac{1}{2S_e}\left[S_{ut}\sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e\right]$$

$$= \frac{1}{2(129)}\left[830\sqrt{830^2 + 4(129)(129+450)} - 830^2 - 2(450)(129)\right] = 77 \text{ MPa}$$

پس ضریب ایمنی برای معیار Gerber برابر

پاسخ

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{77}{20.53} = 3.75$$

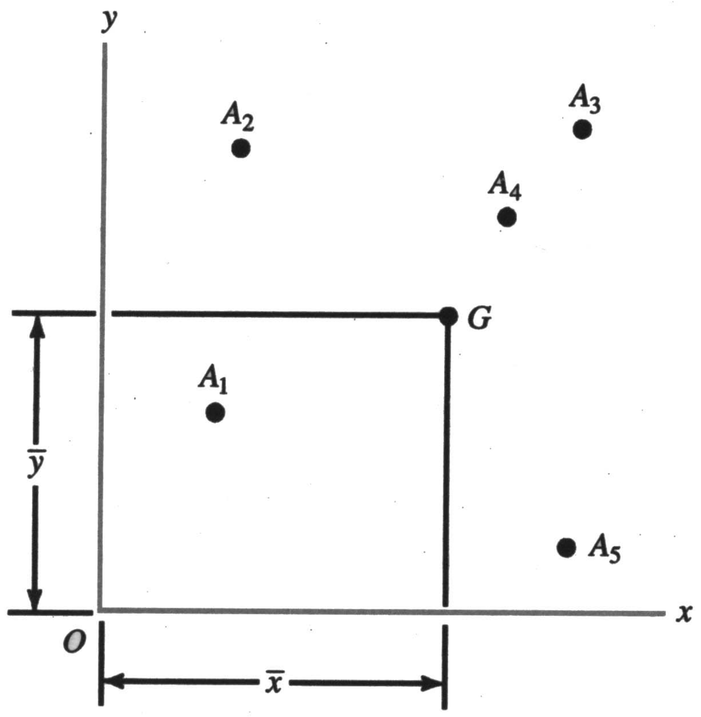
که بیش از $n_p = 3.65$ است و با نتیجه‌گیری پیشین که خطر در خرابی از خستگی است می‌خواند. شکل ۸-۲۲ این نکته را که نقطه D بین C و E می‌افتد به‌روشنی نشان می‌دهد. بار دیگر طبیعت محتاطانه معیار Goodman گویا است و طراح خود باید نتیجه‌گیری کند.

۸-۱۲ اتصال برشی (Shear Joints)

اتصال‌ها را می‌توان و باید چنان زیر بار برشی گذاشت که سفت‌کننده‌ها تنشی بیش از آنچه با پیش‌بار وارد کرده‌ایم نبینند. دربرابر بار برشی به دوگونه اصلی مقاومت می‌شود:

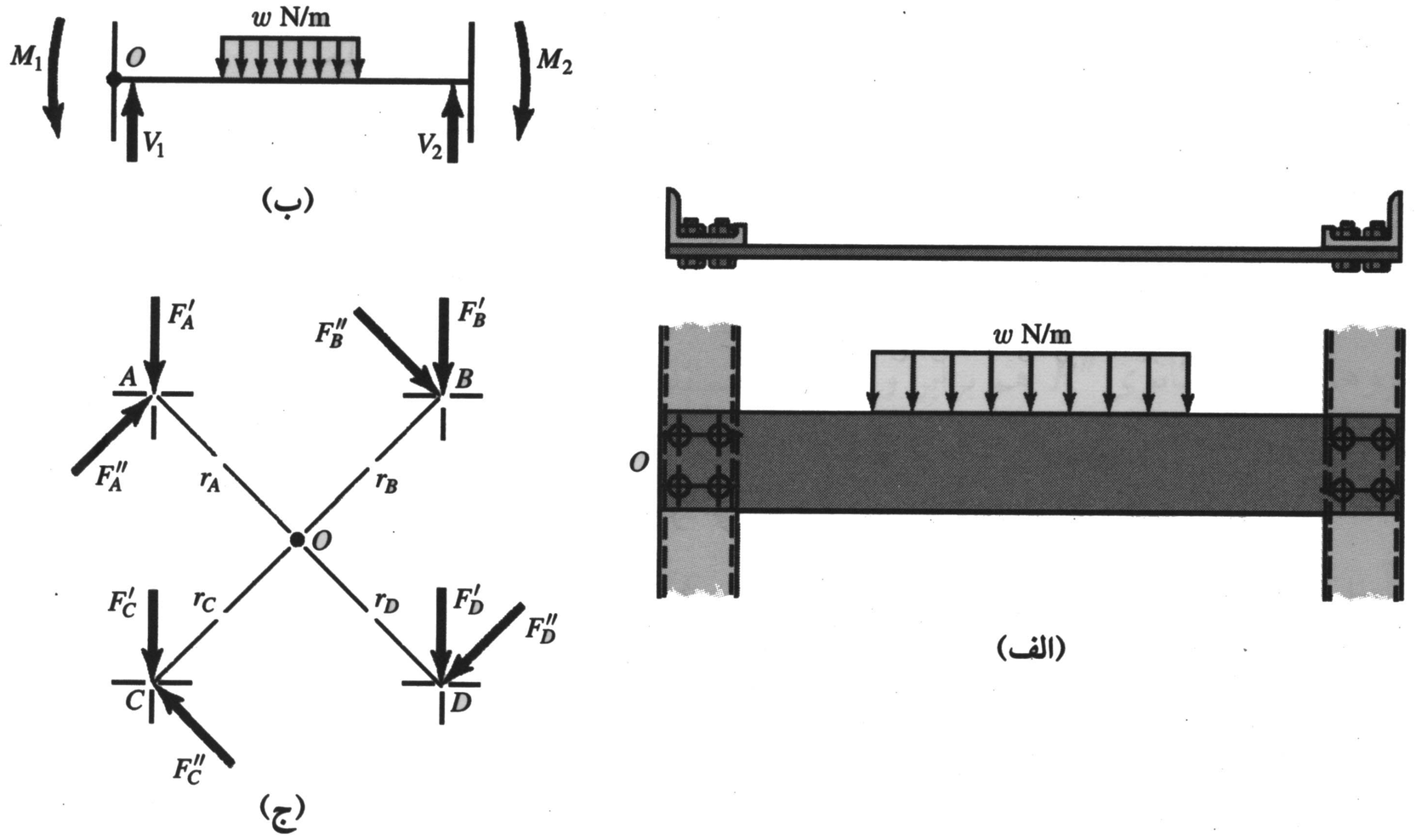
- بار برشی توسط نیروی مالشی بین عضوها تحمل می‌گردد که با سفت‌کردن پیچ و مهره و یا پیچ و رزوه عضو تأمین می‌شود. اگر نیروی مالشی کافی نباشد، نیروی برشی فقط توسط دو تا از سفت کننده‌های مجموعه تحمل می‌شود. این به‌سبب خطای اندازه و جای سوراخ‌هاست که مانع از توزیع یکنواخت برش بین پیچ‌ها می‌شود. تحلیل مسأله شامل شناسایی دو سفت کننده‌ای است که بدترین حالت را دارند.
- برش توسط دو پین درون سوراخ‌های برقوخوردهٔ دو قطعه که برای تأمین همراستایی به‌هم بسته و باهم سوراخ می‌شوند تحمل می‌شود. پین‌ها بار برشی را می‌گیرند و اغلب مخروطی هستند تا وضعیت دهی نسبی قطعی باشد و خارج کردن‌شان آسان.

در دوران گذشته که پرچ گرم برای اتصال سازه‌ها معمول بود، پرچکاری سبب پرشدن کامل سوراخ‌ها می‌شد که پس از سردشدن، پیش‌بارهم به‌وجود می‌آمد، در اینکار توزیع تنش بین پرچ‌ها یکنواخت بود.



شکل ۸-۲۳

مرکز هندسی پین‌ها، پرچ‌ها یا پیچ‌ها.



شکل ۸-۲۴

(الف) تیر دو سرپیچ شده با بار گسترده؛ (ب) نمودار پیکر آزاد تیر؛ (ج) نمای بزرگ‌شدهٔ گروه پیچ‌ها به همراه نیروهای برشی اوّلیه و ثانویه.

در تکمیل تحلیل اتصال برشی، مرکز حرکت نسبی را بین دو عضو می‌یابیم. در شکل ۸-۲۳، A_1 تا A_5 را سطح مقطع هریک از پین‌ها یا پرچ گرم یا پیچ‌های به‌راستی برابر با سوراخ یک گروه پنج‌تایی می‌گیریم. با این فرض نقطه لولای گردشی، مرکز هندسی طرح سطح مقطع پین‌ها یا پرچ‌ها یا پیچ‌ها است. بنا به اصول ایستایی، $\bar{x}$ و $\bar{y}$ مختصات مرکز هندسی G هستند جوری که x_i و y_i فواصل تا مرکز سطح i ام است

$$\bar{x} = \frac{A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_3 + A_4x_4 + A_5x_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5} = \frac{\sum_1^n A_i x_i}{\sum_1^n A_i}$$

$$\bar{y} = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3 + A_4y_4 + A_5y_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5} = \frac{\sum_1^n A_i y_i}{\sum_1^n A_i} \qquad (۴۹-۸)$$

مرکز هندسی بسیاری از نمونه‌ها موضع متقارن دارد.

نمونه‌ای از بارگذاری خارج از مرکز پیچ‌ها را در شکل ۸-۲۴ می‌بینیم که بخشی از بدنه یک ماشین، شامل یک تیر زیر بار خمشی است. در این‌جا، تیر از دوسر با پیچ به اعضای قائم با ویژگی سهیم‌شدن

بار بسته شده است. نمایش ساده آن به‌صورت تیر نامعین دوسر گیردار، شکل ۸-۲۴ب، با عکس‌العمل گشتاور M و عکس‌العمل برش V را در دوسر آن می‌بینی.

برای راحتی، مراکز پیچ‌های یکی از دوسر تیر با مقیاس بزرگ‌تر در شکل ۸-۲۴ج آمده است. نقطه O مرکز هندسی این گروه است و در این مثال، قطر همه پیچ‌ها را یکسان می‌گیریم. بدان که نیروها در شکل ۸-۲۴ج **برایند** نیروهای وارد به پین‌ها به‌شکل یک نیرو و گشتاوری معادل و مخالف با **بارهای عکس‌العملی** V_1 و M_1 است که در نقطه O وارد می‌شوند. بار کلی هر پیچ در سه مرحله محاسبه خواهد شد. نخست، نیروی برشی V_1 به تساوی به پیچ‌ها می‌رسد، جوری که هر پیچ $F' = V_1/n$ می‌گیرد که n تعداد پیچ‌های گروه و نیروی F' را **بار مستقیم** (*direct load*) یا **برش اولیه** (*primary shear*) گویند.

می‌دانیم که توزیع یکسان بار مستقیم بین پیچ‌ها، با فرض صلبیت کامل عضو است. بسته به‌ترتیب پیچ‌ها یا شکل و اندازهٔ عضوها، گاهی فرض دیگری برای توزیع بار ایجاب می‌کند. شکل ۸-۲۴ج نمایش برداری بارهای مستقیم F' روی نمودار بارگذاری است.

بار گشتاوری یا **برش ثانویه** (*secondary shear*) باری است که به‌علت گشتاور M به هر پیچ وارد می‌شود. اگر r_A، r_B، r_C، و غیره فاصله مرکز هر پیچ از مرکز گروه باشد، رابطه گشتاور و بارهای گشتاوری چنین است

$$M_1 = F''_A r_A + F''_B r_B + F''_C r_C + \cdots \qquad \text{(الف)}$$

که F''ها بارهای گشتاوری است. نیروی وارد به هر پیچ، به‌فاصله شعاعی آن از مرکز گروه بستگی دارد، یعنی پیچ دورتر بار بیشتر می‌گیرد و پیچ نزدیک‌تر بار کمتر. پس

$$\frac{F''_A}{r_A} = \frac{F''_B}{r_B} = \frac{F''_C}{r_C} \qquad \text{(ب)}$$

که بازهم قطر پیچ‌ها را یکسان گرفتیم وگرنه در مع. (ب) به‌جای F'' تنش‌های برشی $\tau'' = 4F''/\pi d^2$ را برای هر پیچ می‌گذاریم. اگر مع. (الف) و (ب) را با هم حل کنیم، چنین می‌شود

$$F''_n = \frac{M_1 r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \cdots} \qquad (۵۰-۸)$$

اندیس n، شمارهٔ پیچی است که F آن به‌دست می‌آید. این بارهای گشتاوری هم در نمودار آمده‌اند.

در مرحلهٔ سوم، جمع‌برداری بارهای مستقیم و گشتاوری هر پیچ را به‌دست می‌آوریم. چون معمول است همه پیچ‌ها و پرچ‌ها یکسان باشند، کافی است که پیچی که بیشترین بار رویش است بررسی شود. با یافتن بیشترین بار، اندازهٔ پیچ‌ها بنا به‌روش‌هایی که گفتیم به‌دست می‌آید.

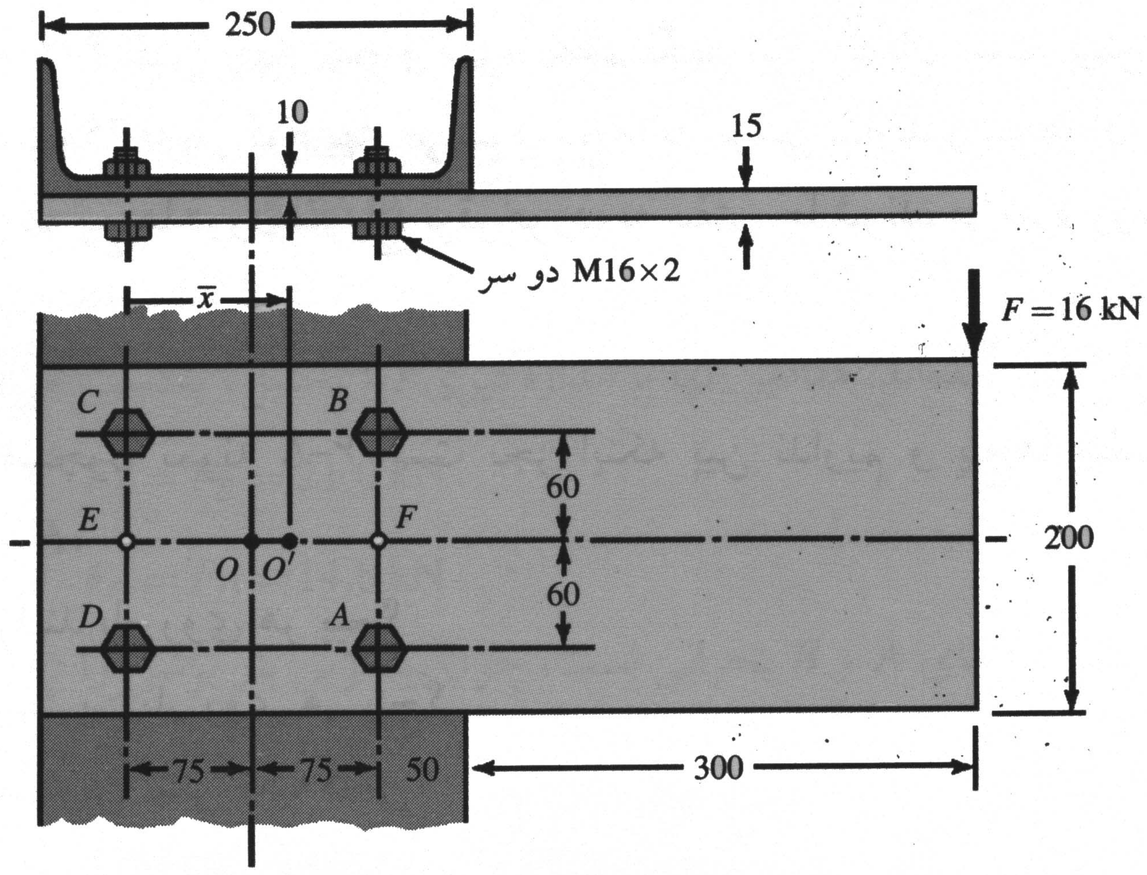
نمونه ۸-۶ شکل ۸-۲۵ یک تسمهٔ مستطیلی فولادی است که یکسر درگیر با دوپین در نقاط E و F و چهار پیچ و مهره در A، B، C، و D به تیر ناودانی فولادی بسته و به‌سر دیگر آن بار ساکن 16 kN وارد می‌شود. همهٔ اندازه‌ها در شکل آمده است.

(الف) بارهای برشی در پین‌ها را بی‌احتساب نیروهای گیر پیچ‌ها پیدا کن.

(ب) چقدر به سطح پین F بیافزاییم تا تنش‌های برشی یکسان باشد؟

شکل ۸-۲۵

اندازه‌ها به میلی‌متر است. O' و $\bar{x}$ در بند (ب) نمونه ۸-۶ به‌کار می‌رود.



راه حل (الف) نقطه O مرکز پیچ‌ها را مرکز هندسی متقارن می‌گیریم. با نمودار پیکر آزاد تیر، عکس‌العمل برشی V از O می‌گذرد و عکس‌العمل گشتاور هم از O می‌گذرد. عکس‌العمل‌ها $V = 16\,\text{kN}$ و گشتاور $M = 16(425) = 6800\,\text{N}\cdot\text{m}$ است. نیروی برشی اولیه به‌تساوی روی هر پین $F' = V/2 = 16/2 = 8\,\text{kN}$. نیروهای برشی ثانوی F'' هم برابر و مخالف هم‌اند و از مع. (۸-۵۰)،

$$F'' = \frac{Mr}{2r^2} = \frac{M}{2r} = \frac{6800}{2(75)} = 45.33\,\text{kN}$$

برآیندها را (به‌پایین) $F_F = 45.33 + 8 = 53.33\,\text{kN}$ و (به‌بالا) $F_E = 45.33 - 8 = 37.33\,\text{kN}$ می‌گیریم.

(ب) چون نیروی پین‌ها فرق دارد، ممکن است طراح بخواهد پین‌ها را با جنس یکسان ولی اندازهٔ متفاوت بگیرد طوری که: $A_F = A_E 53.33/37.33 = 1.43A_E$. پیگیری این کار آموزنده است که نمونه‌ای از پیکرهای آزاد و آموختن آنچه باید بدانیم است. از مع. (۸-۴۹) فاصله E تا مرکز هندسی $\bar{x}$ برابر

$$\bar{x} = \frac{A_E(0) + A_F(150)}{A_E + A_F} = \frac{0 + 1.43(150)A_E}{A_E + 1.43A_E} = \frac{1.43(150)}{1 + 1.43} = 88.3\,\text{mm}$$

عکس‌العمل گشتاور جدید حول لولای O' جدید برابر $M = 16(61.7 + 350) = 6587\,\text{N}\cdot\text{m}$ و عکس‌العمل برشی هنوز $16\,\text{kN}$ است. تمام عکس‌العمل‌ها در E و F را با گشتاورگیری حول O' و جمع نیروهای قائم به‌دست می‌آوریم. معادله چنین است

$$88.3F_E + 61.7F_F = 6587 \qquad \text{و} \qquad -F_E + F_F = 16$$

که با حل همزمان آنها، F_E و F_F به‌دست می‌آید

$$F_E = 37.33\,\text{kN} \qquad \text{و} \qquad F_F = 53.33\,\text{kN}$$

عکس‌العمل‌ها عوض نشدند. (چرا؟) تنش برشی بر مقطع پین‌ها

$$\tau_E = \frac{F_E}{A_E} = \frac{37.3}{A_E} \qquad \text{و} \qquad \tau_F = \frac{F_F}{A_F} = \frac{F_F}{1.43A_E} = \frac{53.33}{1.4A_E} = \frac{37.3}{A_E}$$

که برابرند و به هدف رسیدیم.

در نمونه ۸-۶ نقش چهار پیچ و مهره، به‌هم نگهداشتن اتصال است. پیش‌بار حدود 0.6 بار گواه حدّ پایینی است، 0.75 بار گواه بهتر می‌شود. پیچ‌ها بار برشی ندارند و پین‌ها آن را تحمل می‌کنند. اگر پین‌ها حذف و تنه پیچ‌ها درون سوراخ برقوخورده به سفتی جا شوند، می‌شود روش نمونه ۸-۷ را به‌کار برد.

نمونه ۸-۷ شرایط همچون نمونه ۸-۶ است بجز اینکه پین نداریم و پیچ‌ها سفت جا خورده‌اند. برای بار $F = 16\,\text{kN}$،

(الف) برایند بار روی هر پیچ؟

(ب) بیشترین بار روی هر پیچ؟

(ج) بیشترین تنش تکیه‌گاهی؟

(د) تنش خمشی بحرانی در قطعه؟

راه حل (الف) مرکز هندسی گروه پیچ‌ها در شکل ۸-۲۵ از تقارن به‌دست می‌آید. با رسم نمودار پیکر آزاد تیر، عکس‌العمل برشی V از O می‌گذرد و عکس‌العمل‌های گشتاور هم به دور O خواهد بود و چنین‌اند

$$V = 16\,\text{kN} \qquad M = 16(425) = 6800\,\text{N}\cdot\text{m}$$

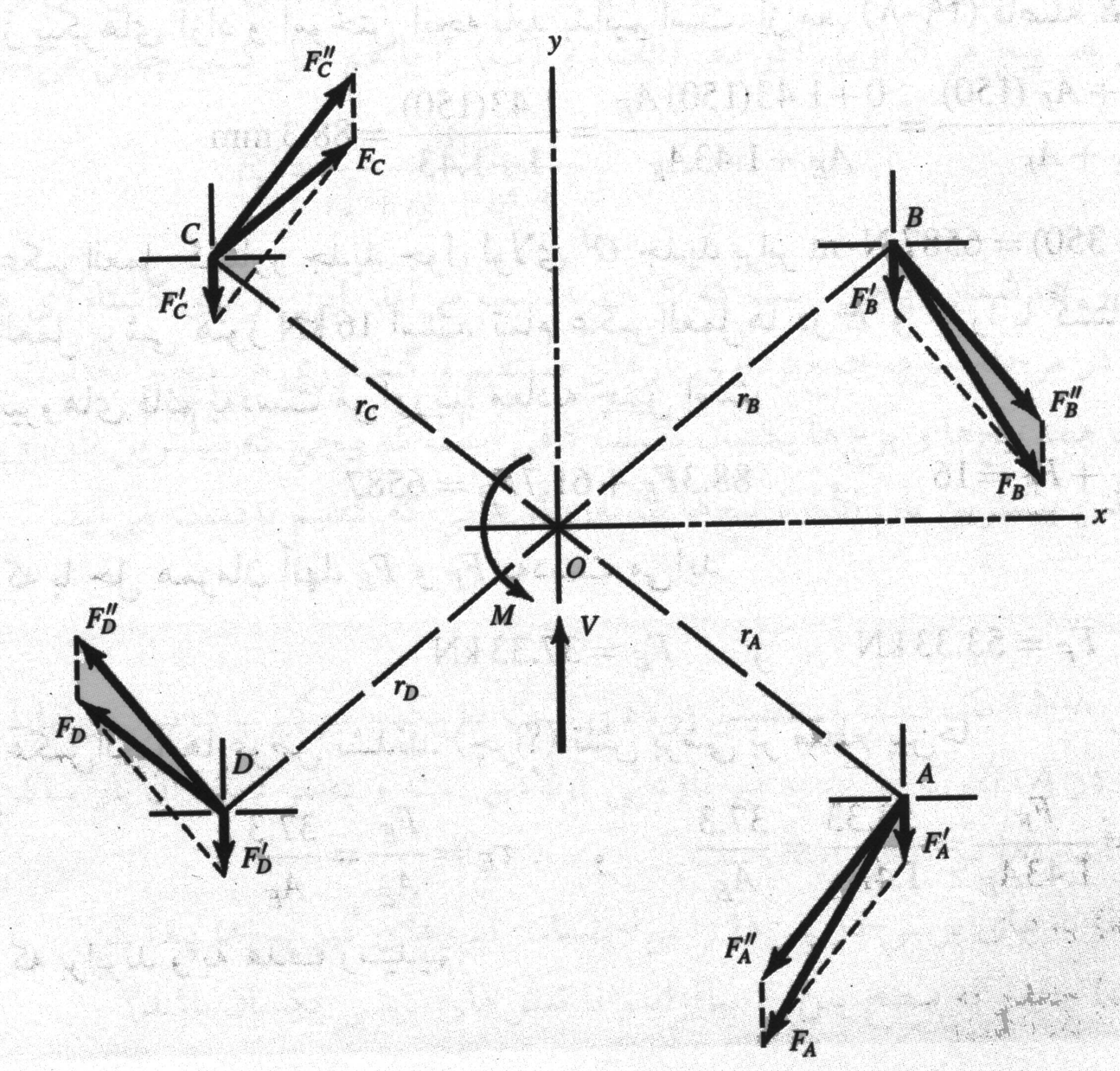
در شکل ۸-۲۶ گروه پیچ‌ها با مقیاس بزرگ‌تر به‌همراه عکس‌العمل‌ها رسم شده است. فاصله مرکزهر پیچ از مرکز گروه برابر

$$r = \sqrt{(60)^2 + (75)^2} = 96.0\,\text{mm}$$

بار برشی اولیه هر پیچ،

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{16}{4} = 4\,\text{kN}$$

| شکل ۸-۲۶



چون نیروهای برشی ثانوی برابرند، مع. (۸-۵۰) چنین می‌شود

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{6800}{4(96.0)} = 17.7\ \text{kN}$$

در شکل ۸-۲۶ نیروهای برشی اولیه و ثانوی به تناسب آمده‌اند و با دستور متوازی‌الاضلاع، برآیند آنها به‌دست آمده‌اند. مقادیر آنها با اندازه‌گیری (یا تحلیل) به‌دست می‌آیند

$$F_A = F_B = 21.0\ \text{kN}$$ پاسخ

$$F_C = F_D = 14.8\ \text{kN}$$ پاسخ

(ب) پیچ‌های A و B بحرانی است، چون بیشترین بار برشی را دارند. آیا این نیرو بربخش دنده‌دار وارد می‌شود یا بر بخش بی‌دنده؟ طول پیچ برابر با 25 mm به‌علاوه ارتفاع مهره و 2 mm هم پولک است. از جدول الف-۳۱ کلفتی مهره 14.8 mm است. دو دنده هم پس از مهره می‌گیریم پس طول لازم 43.8 mm و طول مناسب 46 mm است. از مع. (۸-۱۴)، طول رزوه $L_T = 38$ mm می‌شود. پس طول بدون رزوه $46 - 38 = 8$ mm است که کمتر از کلفتی 15 mm ورق است. پس برش در ناحیه رزوه‌دار وارد می‌شود و سطح تنش برشی $A_s = 144\ \text{mm}^2$ و تنش برشی

$$\tau = \frac{F}{A_s} = -\frac{21.0(10)^3}{144} = 146\ \text{MPa}$$ پاسخ

(ج) چون ناودانی نازک‌تر از قطعه است بیشترین تنش تکیه‌گاهی روی جان ناودانی است. سطح تکیه‌گاهی $A_b = td = 10(16) = 160\ \text{mm}^2$ است. پس تنش آن،

$$\sigma = -\frac{F}{A_b} = -\frac{21.0(10)^3}{160} = -131\ \text{MPa}$$ پاسخ

(د) تنش بحرانی خمشی را در مقطعی که از پیچ‌های A و B به‌موازات y می‌گذرد می‌گیریم و گشتاور خمشی در این مقطع

$$M = 16(300 + 50) = 5600\ \text{N}\cdot\text{m}$$

گشتاور دوم سطح مقطع به‌کمک فرمول انتقال چنین می‌شود

$$I = I_{\text{bar}} - 2\left(I_{\text{holes}} + \bar{d}^2 A\right)$$

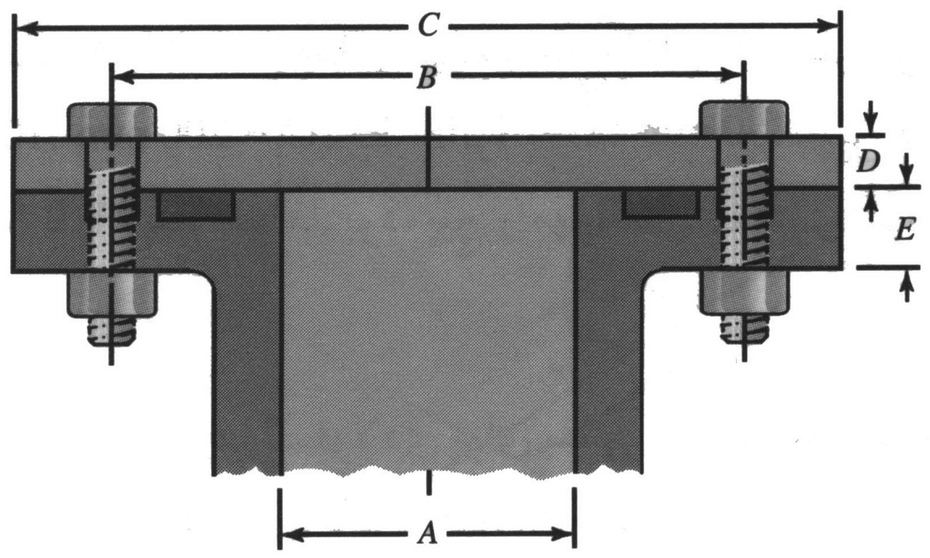
$$= \frac{15(200)^3}{12} - 2\left[\frac{15(16)^3}{12} + (60)^2(15)(16)\right] = 8.26(10)^6\ \text{mm}^4$$

پس

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{5600(100)}{8.26(10^6)}(10)^3 = 67.8\ \text{MPa}$$ پاسخ

۸-۱۳ پیچ‌های تثبیت (ضامن) (Setscrews)

برخلاف پیچ‌و مهره‌ها و پیچ‌های درپوشی که تأمین نیروی گیر به‌کشش در پیچ بستگی دارد، در پیچ‌های تثبیت، تأمین این نیرو به‌فشردن آنها بستگی دارد. ایستادگی دربرابر حرکت محوری یقه یا توپی چرخ نسبت به میلمحور را **توان نگهداری** (***holding power***) گویند. این توان درواقع نیروی ایستادگی مالشی قسمت‌های در تماس یقه و میلمحور با یکدیگر، و اندکی به فرو رفتن پیچ ضامن در میلمحور مربوط است.



شکل مسأله ۸-۲۰
درپوش مخزن از فولاد و مخزن چدن گروه 30 است

ایستا گاز درونی 6 MPa است و قطر مؤثر نشت‌بند 150 mm، که فاصله پیچ‌ها مناسب است. ضریب بار n این گزینش چند است؟

۸-۲۱ کامپیوتر می‌تواند یاریگر خوبی برای طراح باشد، در تحلیل‌ها همه جان‌کندن‌های محاسبات را گرفته و دقت را افزایش دهد. در به‌هم آوری‌ها (synthesis)، برنامه‌نویسی یعنی سامان‌دهی تصمیم‌گیری‌ها، هدایت آنها ضمن نمایش اطلاعات کافی، پذیرش آنها، و چلاندن ارقام. در هر مورد، نمی‌شود برای چیزی که نمی‌فهمی برنامه بنویسی. فهمیدن را از تجربه‌های مسایلی که دستی حل کرده‌ایم کسب می‌کنیم. نوشتن برنامهٔ آنچه در جدول ۸-۷ آمده سودمند است، زیرا در کار پیوسته به‌راحتی خطا می‌کنیم. با تمرکز روی پیچ و مهره، دو وضعیت می‌بینیم: (۱) سفت‌کننده گزیده‌شده، قطر و طول معلوم و نیازمند اندازه‌های وابسته، ازجمله طول گیر مؤثر اتصال پیچ درپوشی و مناسب بودن طول آن هستیم؛ و (۲) قطر سفت کننده، مهره و پولک‌ها گزیده شده و طول آن را طراح باید تعیین کند و سپس اندازه‌های وابسته می‌آیند. جدول ۸-۷ را به برنامه درآور، با این فکر که شاید بخواهی در یک برنامه بزرگ‌تر آن را بگنجانی.

وارسی

۸-۲۲ شکل مسأله ۸-۲۰ اتصال سرسیلندر را به مخزن پرفشار با 10 پیچ و مهره و نشت‌بند حفظ فشار نشان می‌دهد. قطر مؤثر نشت‌بند 150 mm و دیگر اندازه‌ها به میلیمتر $A=100$، $B=200$، $C=300$، $D=20$ و $E=25$ است. این مخزن استوانه برای حفظ گاز با فشار ایستای 6 MPa است. پیچ و مهره گروه 8.8، M12 را گزیده‌ایم که فاصله پیچ‌ها مناسب باشد. با این گزینش ضریب بار n؟

وارسی

۸-۲۳ می‌خواهیم در شکل مسأله ۸-۲۲ قطر درونی نشت‌بند را به $A=100$ mm کاهش دهیم و در این صورت قطر مؤثر نشت‌بند 120 mm می‌شود. بعد هم به‌جای پیچ و مهره، پیچ درپوشی را به‌کار می‌بریم و می‌شود قطر مراکز پیچ‌ها و قطر بیرونی C را کم کرد. با همان فاصله پیچ‌ها و فاصله تا لبه، هشت پیچ درپوشی M12 را می‌شود در دایره‌ای به‌قطر $B=160$ توزیع و قطر بیرونی را 260 mm گرفت تا صرفه‌جویی شود. با این اندازه‌ها که بقیه هم همان مسأله ۸-۲۲ باشند، ضریب بار را پیدا کن.

وارسی

۸-۲۴ در شکل مربوط به مسأله ۸-۲۰، قطر پیچ‌ها 0.5 in و درپوش فولادی $D=0.5$ in است. سیلندر چدنی با $E=\frac{5}{8}$ in و ضریب کشسانی 18 Mpsi است. پولک $\frac{1}{2}$ in SAE زیر مهره $OD=1.062$ in و کلفتی 0.095 in است. صلبیت‌های پیچ و عضوها و ثابت اتصال C را پیدا کن.

۸-۲۵ مسأله۸-۲۴ را با پیچ‌های درپوشی $\frac{1}{2}$ in با پولک حل کن. (نگ. شکل ۸-۲۱).

وارسی **۸-۳۳** یک میله از فولاد AISI 1144 گرم‌نورد، به‌قطر 25 mm به‌شکل پیچ گوشواره‌ای مانند آنچه در مسأله ۴-۷۳ با قطر درونی گوشواره 50 mm رزوه از M24 mm حدیده (die-cut) است.

(الف) برای بار مکرر همراستا با محور رزوه، آیا احتمال شکست خستگی بیشتر در رزوه است یا در گوشواره؟ (معیار Gerber)

(ب) برای تقویت ضعیف‌ترین موضع پیچ چه می‌توان کرد؟

(ج) اگر ضریب ایمنی دربرابر شکست خستگی $n_f = 2$ باشد، چقدر بار تکراری می‌توان به گوشواره وارد کرد؟

وارسی **۸-۳۴** به مقطع اتصال نشت‌بندی شده همچون شکل نیروی تکراری $P = 27\ \text{kN}$ وارد می‌شود. برای دو عضو $E = 110\ \text{GPa}$ است. پیش‌بار دقیق هر پیچ $F_i = 112\ \text{kN}$ است.

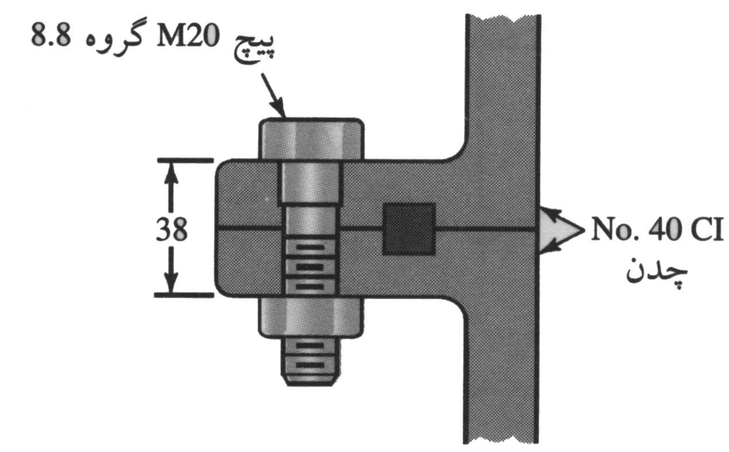
(الف) پولک‌های فولادی سخت‌شده به‌کلفتی 3.4 mm زیر سرپیچ ومهره به‌کار رفته، طول پیچ‌ها چقدر باشد؟

(ب) k_b و k_m و C را پیدا کن.

(ج) با معیار Goodman، ضریب ایمنی را دربرابر شکست خستگی پیدا کن.

(د) به‌کمک مکان هندسی شکست Gerber، ضریب اطمینان دربرابر شکست خستگی؟

(ه) ضریب بار را دربرابر بارگذاری بیش از بار گواه پیدا کن.



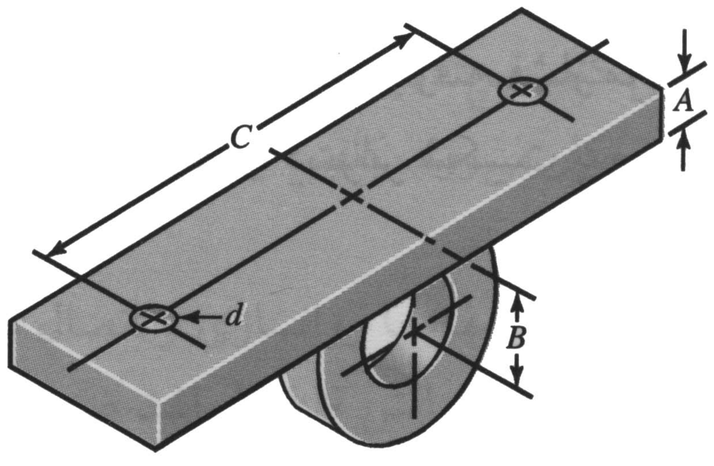
شکل مسأله ۸-۳۴

وارسی **۸-۳۵** یک دیوارکوب فولادی جوشکاری شده، مانند شکل با پیچ به زیر یک تیر سقفی فولاد ساختمانی بسته می‌شود تا بار عمودی نوسانی وارده توسط یک پین و یوغ را تحمل کند. پیچ‌ها M12، دنده درشت، گروه 8.8 که تا پیش‌بار لازم بسته شده‌اند. سفتی‌ها هم که محاسبه شده‌اند $k_b = 865\ \text{MN/m}$، $k_m = 2798\ \text{MN/m}$ است.

(الف) با فرض حاکم بودن پیچ‌ها نسبت به جوش‌ها در مقاومت طرح، بار نوسانی مطمئن P که می‌توان به این مجموعه وارد کرد را به‌کمک معیار Goodman و ضریب اطمینان خستگی 1.2 تعیین کن.

(ب) بند (الف) را با معیار Gerber تکرار کن.

(ج) ضرایب بار بر پایه باری که از بند (ب) به‌دست آمد را حساب کن.

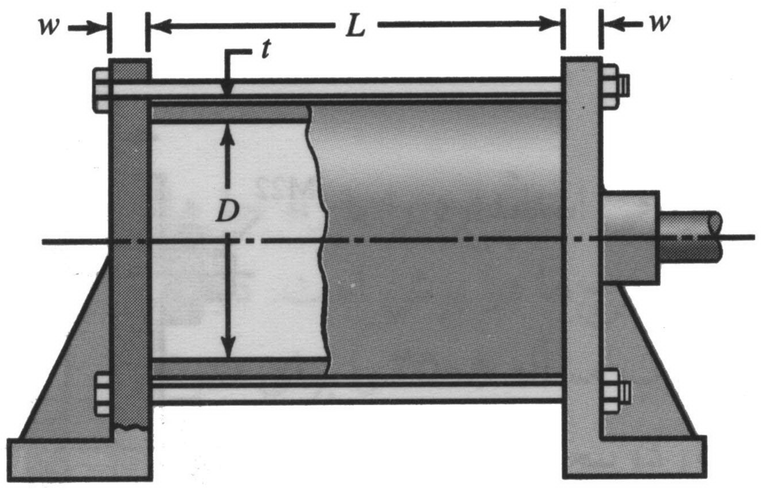


شکل مسأله ۸-۳۵

وارسی **۸-۳۶** با معیار خستگی Gerber و ضریب خستگی طراحی 2، بار تکراری خارجی که یک پیچ $1\frac{1}{4}$ in SAE گروه 5، دنده درشت، در مقایسه با دنده ریز می‌تواند بگیرد تعیین کن. ثابت اتصال برای دنده درشت $C = 0.30$ و برای دنده ریز 0.32 است.

وارسی **۸-۳۷** یک پیچ M30×3.5 ISO گروه 8.8 برای پیش‌بار لازم به‌کار می‌رود که اتصال زیر بار خستگی کششی تکراری $P = 80$ kN بر هر پیچ، با ثابت اتصال $C = 0.33$ است. ضرایب بار و ضریب اطمینان دربرابر شکست خستگی بر پایه معیار خستگی Gerber را پیدا کن.

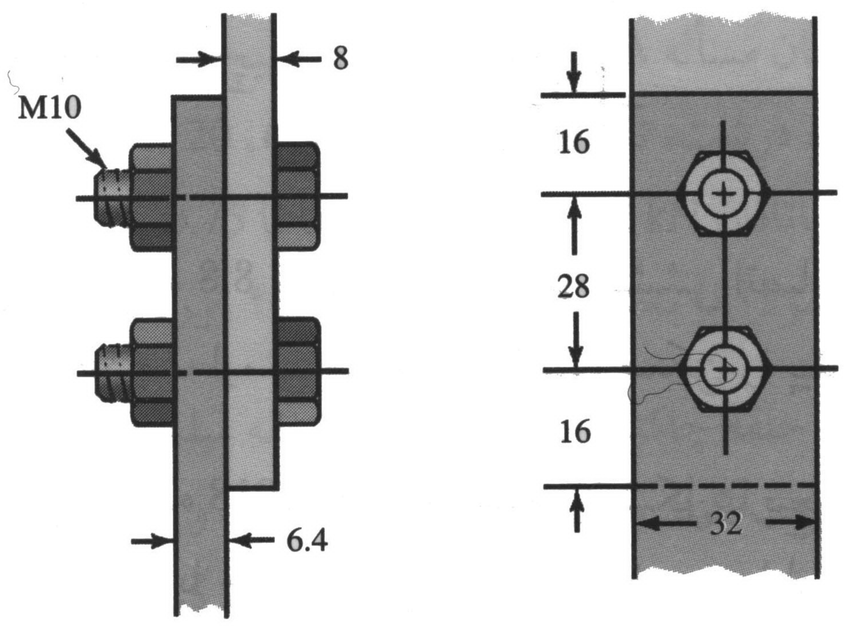
وارسی **۸-۳۸** در شکل یک سیلندر هیدرولیک پرفشار (راه‌انداز خطی linear actuator) می‌بینیم که $D = 100$، $t = 10$، $L = 300$، $w = 20$ به میلی‌متر است، دو دیوارکوب طرفین و خود سیلندر فولادی است. این راه‌انداز برای فشار 14 MPa طراحی شده و شش پیچ و مهره M10×1.5 ISO از گروه 8.8 تا 0.75 بار گواه آنها سفت شده‌اند.



شکل مسأله ۸-۳۸

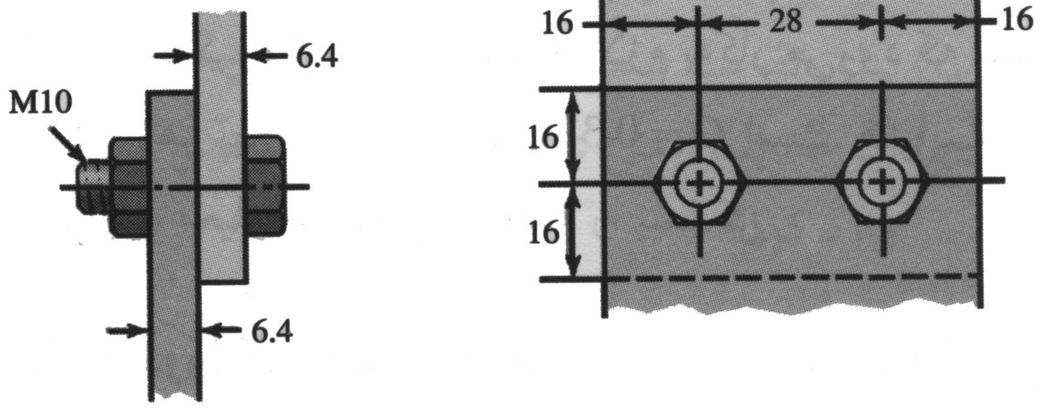
(الف) میزان سفتی پیچ‌ها و عضوها را با فشار یکنواخت همه سیلندر و صلب بودن قطعات دوسر پیدا کن.
(ب) با معیار خرابی Goodman، ضریب ایمنی دربرابر خرابی خستگی را پیدا کن.
(ج) با معیار خستگی Gerber، ضریب اطمینان دربرابر شکست خستگی را پیدا کن.
(د) برای جدا شدن همه اتصال، چقدر فشار می‌خواهد؟

وارسی **۸-۳۹** در شکل، یک اتصال روی‌هم با پیچ و مهره گروه 10.9 می‌بینیم. جنس دوعضو از فولاد AISI 1040 سرد کشیده است. بار برشی کششی F را که بتوان به این اتصال با ضرایب ایمنی زیر وارد کرد پیدا کن: برش پیچ‌ها 3، تکیه‌گاه روی پیچ‌ها 2، تکیه‌گاه روی عضوها 2.5، و کشش در عضوها 3.



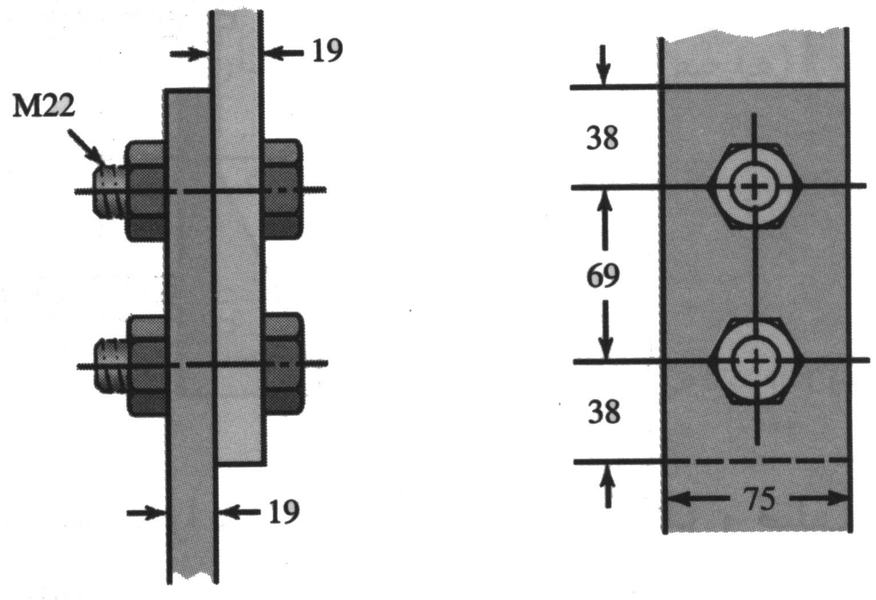
شکل مسأله ۸-۳۹

۸-۴۰ اتصال پیچی مانند شکل از گروه 8.8 پیچ متری است. عضوها فولاد AISI 1018 گرم‌نورد است. بار برشی کششی $F = 18\,\text{kN}$ به اتصال وارد می‌شود. ضرایب اطمینان همه انواع شکست را پیدا کن.



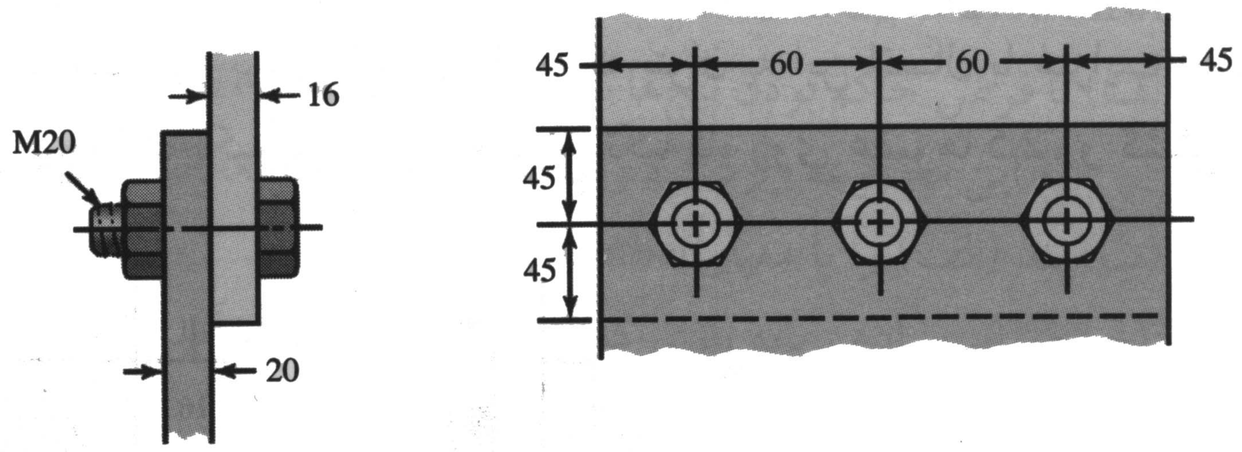
شکل مسأله ۸-۴۰

۸-۴۱ یک اتصال روی‌هم پیچ و مهره از پیچ SAE گروه 5 و عضوهای فولادی SAE 1040 سردکشیده مانند شکل است. بار برشی کششی F قابل وارد کردن را برای ضرایب اطمینان، برش پیچ‌ها 1.8، تکیه‌گاه پیچ‌ها 2.2، تکیه‌گاه عضوها 2.4، و کشش عضوها 2.6 به‌دست آور.



شکل مسأله ۸-۴۱

۸-۴۲ اتصال پیچی مانند شکل، زیر بار برشی کششی 90 kN است. پیچ‌ها متری گروه 8.8 و عضوها، فولاد AISI 1015 سردکشیده است. ضریب ایمنی اتصال را برای انواع شکست‌های ممکن پیدا کن.

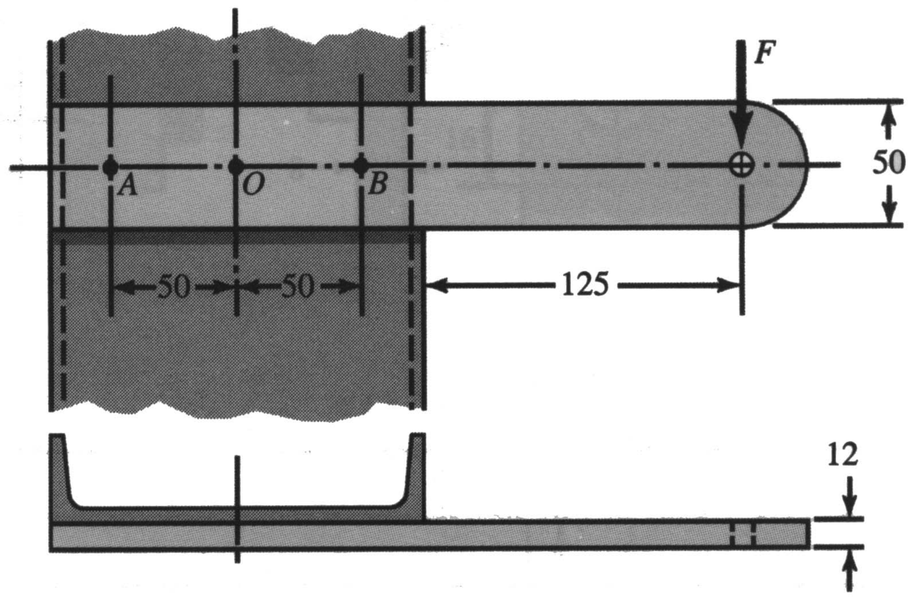


شکل مسأله ۸-۴۲

۸-۴۳ اتصالی همچون شکل از پیچ‌های گروه 8.8 است. نیروی برشی کششی اتصال 24 kN و عضوها از فولاد AISI 1020 سرد کشیده است. ضریب ایمنی هرگونه شکست ممکن را پیدا کن.

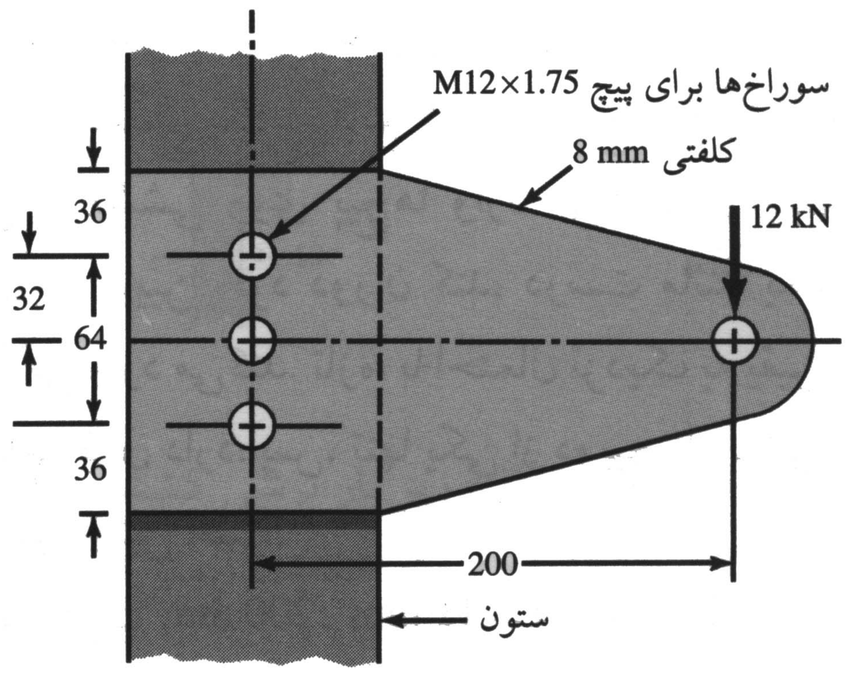
۸-۴۴ تیری شامل دو تکه از فولاد سردکشیده AISI 1018 که همچون شکل با پیچ به‌هم اتصال روی‌هم دارند است. پیچ‌ها از گروه ISO 5.8 است. با چشم پوشی از پیچش، ضریب اطمینان اتصال را به‌دست آور.

وارسی **۸-۴۸** به تیر ناودانی قائم 76×152 (جدول الف-۷)، قطعه‌ای مانند شکل بسته می‌شود. جنس ناودانی فولاد گرم‌نورد AISI 1006 و قطعه از فولاد گرم‌نورد AISI 1015، پیچ‌ها ISO 5.8 M12×1.75 است. با ضریب ایمنی 2.8 نیروی ایمن F چقدر است؟



شکل مسأله ۸-۴۸

وارسی **۸-۴۹** همه بار برشی وارد بر هریک از سه پیچ اتصال، مانند شکل، و تنش برشی پیچ و تنش لهیدگی را حساب کن. گشتاور دوم سطح ورق به کلفتی 8 mm را در مقطع گذشته از سه سوراخ پیدا کن و بیشترین تنش خمشی در آن را پیدا کن.



شکل مسأله ۸-۴۹

وارسی **۸-۵۰** به قطعهٔ یکسر آزادی از فولاد سردکشیده AISI 1018 با مقطع 50×10 مانند شکل، بار ایستای 1.3 kN وارد می‌شود، که توسط دو پیچ M12×1.75 گروه 5.8 آن را می‌بندیم. ضریب اطمینان را برای شکست‌های: برش پیچ، لهیدگی پیچ با لهیدگی قطعه، مقاومت قطعه به‌دست آور.

وارسی **۸-۵۱** در شکل یک اتصال جوشکاری را می‌بینیم که طرح آن یا تردید با اتصال پیچی که به یک تیر ناودانی وصل شود عوض شده است. بار انتقالی $F = 11.5$ kN است. جنس ناودانی فولاد کم‌کربن گرم‌نورد با کمترین مقاومت تسلیم 320 MPa دو صفحه از فولاد گرم‌نوردشده با کمترین مقاومت $S_y = 314$ MPa است. این قطعه باید با شش پیچ و مهره از گروه 5.8 متری بسته شود. مقاومت طرح را با محاسبه ضریب اطمینان برای همه انواع شکست ممکن بررسی کن.

منابع :

کتاب طراحی اجزای ماشین ویرایش هفتم

ترجمه دکتر شادروان