

طراحی و محاسبات اتصالات پیچ و مهره



نوشته: احسان کوثری نیا

فصل اول

مشخصات و استانداردهای مربوط به پیچ و مهره ها

۱-۱- مقدمه

برای پیشبرد بهتر این پژوهش، آشنائی مختصر با انواع پیچ و مهره ها، استانداردها، مشخصات و روشهای آزمون آنها برای شناسایی بهتر موضوع ضروری به نظر می رسد. در این فصل ابتدا به معرفی استانداردهای گوناگون در زمینه پیچ و مهره ها پرداخته خواهد شد. سپس به دسته بندیهای گوناگون پیچ و مهره ها از نظر شکل هندسی، جنس، کاربرد، استحکام و پوشش سطحی اشاره می شود. به دلیل اهمیت خاص پیچ و مهره های پر استحکام در این تحقیق، بخش جداگانه ای مربوط به آنها در این فصل گنجانده شده است. در نهایت هم به دلیل همخوانی با موضوع این پژوهش که مربوط به یک روش آزمون پیچ و مهره است، برخی از روشهای آزمون متداول درباره پیچ و مهره ها مورد کنکاش قرار خواهد گرفت.

۱-۲- مفاهیم کلی درباره پیچ و مهره ها

برای افراد غیر متخصص ممکن است چنین به نظر برسد که اتصالات رزوه دار (شامل پیچها و مهره ها) ساده ترین و پیش پا افتاده ترین اجزای سازه ها و ماشین آلات باشند. با نگاهی مهندسی و عمیق تر می توان دریافت که این قطعات به ظاهر ساده، گونه های بسیار متنوعی داشته و جزئیات طراحی آنها دقت و ریزبینی خاصی را می طلبد. جنبه اقتصادی طراحی اتصالات، خواه رزوه دار یا بدون رزوه، بسیار حایز اهمیت است. برای مثال در بدنه یک هواپیمای جت غول پیکر چیزی در حدود $10^6 \times 2/4$ اتصال به کار رفته که هزینه ای بالغ بر ۷۵۰/۰۰۰ دلار را برمی گیرد [1]. جنبه ایمنی اتصالات در بسیاری از سازه ها و دستگاهها (به ویژه در سازه های مربوط به حمل و نقل انسان و مخازن تحت فشار) بسیار حساس است.

خوردگی شیمیایی اتصالات عمدتاً مسأله ساز است چرا که تفاوت جنس اتصالات و بدنه سازه ها پتانسیل سلولهای گالوانیک را افزایش می دهد. به دلیل آنکه بخش عمده ای از فرآیند مونتاژ و نصب سازه ها مربوط به نصب اتصالات می باشد، سهولت و کم هزینه بودن نصب یا باز کردن اتصالات یکی دیگر از پارامترهای مربوط به آنها می باشد.

به طور خلاصه می توان گفت که مسائلی همچون طراحی اتصالات سبک، ساخت و نصب ارزان، مقاومت در برابر خوردگی اتصالات و غیره چالش بی پایانی را پیش روی مهندسين قرار داده است. به همین خاطر است که بخش قابل توجهی از آزمونهای قطعات صنعتی مربوط به پیچ و مهره ها بوده و استانداردهای گوناگون و متعددی در رابطه با آنها تدوین شده است.

۱-۲-۱- استانداردهای گوناگون اتصالات رزوه دار

در حال حاضر دو نوع سیستم اصلی متریک و اینچی برای پیچ و مهره ها وجود دارد و در بخشهای بعد توضیح داده خواهد شد که از لحاظ شباهت شکل هندسی بسیار شبیه یکدیگر بوده و تفاوت آنها عمدتاً در واحد ابعاد می باشد. این دو سیستم عبارتند از:

۱- سیستم یکپارچه^۱ (سری اینچی)

۲- سیستم سازمان بین المللی استانداردها (ایزو)

تا پیش از آنکه سیستم یکپارچه تدوین شود استاندارد ملی آمریکا و استاندارد بریتانیا در مورد شکل هندسی مقطع رزوه ها با یکدیگر تفاوتی داشتند. پس از توافقی که در سال ۱۹۴۸ میان سه کشور آمریکا، انگلستان و کانادا صورت گرفت، استاندارد پیچهای اینچی به صورت یکپارچه تعریف شد. از سوی دیگر استاندارد بین المللی ایزو که عمدتاً بر مبنای استاندارد دین آلمان است مربوط به پیچهای سری متریک می باشد.

صرف نظر از استانداردهای کلی مربوط به ابعاد، یکسری از استانداردها مربوط به مشخصات مکانیکی، شیمیایی و هندسی پیچها است که مربوط به کاربرد آنها می باشد. به طور مثال جامعه آزمون و مواد آمریکا^۱، موسسه اتصالات صنعتی^۲، جامعه مهندسين خودرو^۳ و دیگر موسسات استاندارد هر کدام استانداردهای متعدد و

1-Unified

2-American Society for Testing and Materials (ASTM)

3-Industrial Fasteners Institute (IFI)

4-Society of Automotive Engineers (SAE)

جداگانه ای برای کاربردهای مختلف پیچ و مهره ها ارائه کرده اند. نکته جالب توجه آنکه استانداردهای مربوط پیچ و مهره ها دائماً در حال تجدید نظر و بهبود می باشند و شاید بتوان گفت که کمتر قطعه ای از قطعات صنعتی به اندازه پیچ و مهره چنین حساسیت و دقت نظری بر روی آن انجام گرفته است.

۲-۲-۱- برخی اصطلاحات مهم رزوه ها

از آنجا که آگاهی از برخی اصطلاحات مربوط به پیچ و مهره ها برای درک مفاهیم آنها ضروری است، در اینجا بعضی از تعاریف مهم مربوط به آنها مطرح می شود. در شکل ۱-۱ نیز تعدادی از اصطلاحات ذیل نشان شده است.

رده های رزوه : تولرانس و مقادیر مجاز ابعاد هندسی رزوه ها، رده های آنها را مشخص می کند.

گام رزوه : فاصله اندازه گیری شده به موازات محور پیچ است که میان نقاط مشابه دو رزوه مجاور در همان صفحه محوری و در همان سمت محور می باشد.

پیشروی رزوه^۵: فاصله ای که قطعه رزوه شده در اثر یک دور کامل چرخش به صورت محوری نسبت به قطعه مزدوج ثابت خود حرکت می کند.

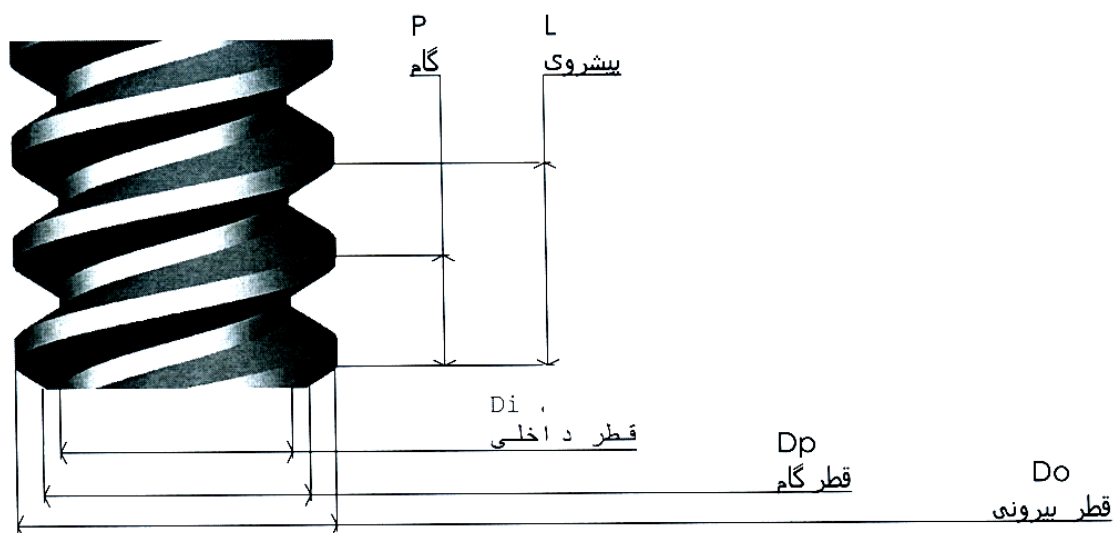
قطر اصلی : برای رزوه های مستقیم، قطر اصلی قطری از یک استوانه هم محوری فرضی است که لبه دندانه های رزوه خارجی یا ریشه دندانه های رزوه داخلی را در برمی گیرد. برای رزوه های مخروطی چنین قطری مربوط به موقعیت مربوطه از مخروط مذکور می باشد.

قطر فرعی : برای رزوه های مستقیم، قطر فرعی قطری از یک استوانه هم محوری فرضی است که مماس بر ریشه رزوه خارجی یا نوک رزوه داخلی است. برای رزوه های مخروطی چنین قطری مربوط به موقعیت مربوطه از مخروط مذکور می باشد.

قطر گام : برای رزوه های مستقیم، قطر گام قطری از یک استوانه هم محوری فرضی است که سطح آن از مقطع رزوه عبور می کند و عرض شیارهای ایجاد شده برابر نصف گام می باشد. برای رزوه های مخروطی چنین قطری مربوط به موقعیت مربوطه از مخروط مذکور می باشد.

زاویه پیشروی ماریچ : زاویه ای است که ماریچ رزوه در خط گام با صفحه عمود بر محور ایجاد می کند.

زوایای جداره رزوه: زوایای جداره رزوه زوایای میان هر جداره و صفحه عمود بر محور رزوه می باشد که در یک صفحه محوری اندازه گیری می شود. زاویه جداره رزوه یک رزوه متقارن عموماً نصف زاویه رزوه نامیده می شود [2].



شکل ۱-۱- تعاریف و اصطلاحات مربوط به رزوه ها

۱-۳-۱- دسته بندیهای گوناگون پیچ و مهره ها

امروزه انواع بسیاری از پیچ و مهره ها در صنعت مورد استفاده قرار می گیرد که از لحاظ مسائل گوناگونی چون شکل هندسی، مقاومت مکانیکی، جنس و ترکیب شیمیایی، پوشش سطحی و غیره می توان آنها را طبقه بندی کرد. در این بخش برخی از طبقه بندیهای مهم مربوط به پیچ و مهره ها آورده شده است.

۱-۳-۱-۱- انواع رزوه ها و شکلهای هندسی

رزوه هایی که در صنعت به کار برده می شود (صرف نظر از نوع متریک یا اینچی بودن آنها) از لحاظ شکل هندسی مقطع رزوه به دسته های زیر تقسیم بندی می شود:

۱-رزوه مثلثی ۶۰ درجه

۲-رزوه ویت ورث

۳-رزوه دندانان اری یا باترس^۶

1-Buttress

۴-رزوه اتصالات شیلنگ

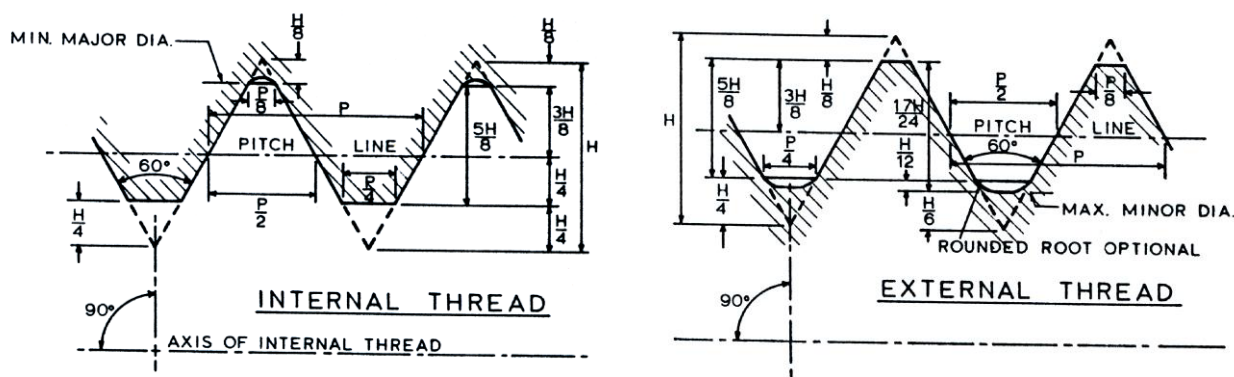
۵-رزوه اتصالات شیلنگهای آتش نشانی

۶-رزوه پایه های لامپ و سوکت های برقی

۷-رزوه خود قفل کن

۸-رزوه پیچهای انتقال قدرت و غیره

رزوه مثلثی ۶۰ درجه که مهمترین و پرکاربردترین نوع رزوه در اتصالات پیچی است در هر دو نوع استاندارد متریک و اینچی تا حد زیادی مشابه می باشد. مشخصات ابعادی مقطع این رزوه برای رزوه های خارجی و داخلی در شکل ۱-۲ نشان داده شده است.



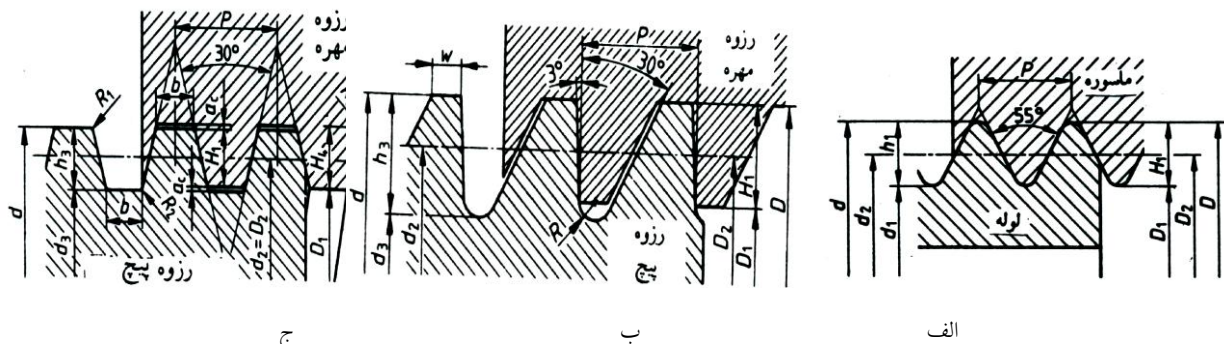
شکل ۱-۲- مقطع رزوه داخلی و خارجی مثلثی ۶۰ درجه

از لحاظ اندازه رزوه یا نسبت گام به قطر پیچ، این رزوه به دسته بندیهای دنده درشت، دنده ریز، دنده بسیار ریز و غیره تقسیم بندی می شود. روشن است که پیچهای دنده ریز به دلیل افزایش سطح تنش، مقاومت بالاتری داشته و برای مقاصد مربوط به تنظیم نیز بهتر می باشد. از سوی دیگر پیچهای دنده ریز در مواد سخت بهتر نصب می شوند چرا که زاویه پیشروی آنها کمتر بوده و برای قلاویزکاری احتمالی رزوه های کم عمق نیروی کمتری لازم است. بنابراین در صنعت خودرو و هوافضا پرکاربردترین نوع رزوه ها مربوط به پیچهای دنده ریز است. در صنعت ساختمان سازی به دلیل سرعت بالای نصب رزوه های دنده درشت از این نوع پیچها استفاده می شود چرا که در اینجا مسأله استحکام در درجه دوم اهمیت قرار دارد [3].

رزوه ویت ورث در اواسط قرن نوزدهم توسط سر جوزف ویت ورث پیشنهاد شد که زاویه رزوه آن برابر ۵۵ درجه است. امروزه از این سیستم مطابق با استاندارد DIN 259 در لوله های مربوط به انتقال آب و لوله های هیدرولیک استفاده می شود. مقطع این نوع رزوه در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.

رزوه های پیچهای انتقال قدرت به صورت مربعی، ذوزنقه ای یا باترس می باشند که نوع مربعی آن به دلیل مشکل بودن ساخت کمتر استفاده می شود. رزوه ذوزنقه ای که به عنوان رزوه آسمه^۷ شناخته می شود، زاویه آن ۲۹ درجه است. رزوه باترس هم در مواردی به کار برده می شود که لازم است با نیروی محوری در یک جهت مقابله شود. علاوه بر رزوه های مذکور رزوه هایی که دور یک مخروط تابیده شده اند نیز موجود می باشند، مانند رزوه پیچهای چوب و رزوه های اتصالات لوله ها که در مورد لوله ها زاویه مخروطی به منظور آب بندی ایجاد می شود.

به دلیل تنوع و گستردگی فراوان، بحث درباره انواع رزوه ها هنوز به پایان نرسیده و مجال بیان آن در اینجا نمی باشد لازم به ذکر است که مهمترین و پرکاربردترین نوع رزوه ها همان مثلثی ۶۰ درجه است که موضوع این تحقیق عمدتاً بر روی آن انجام می شود. همانند شکل مقطع رزوه ها شکل هندسی کله پیچها نیز متنوع است. عمده ترین کاربردهای صنعتی مربوط به پیچهای سرشش گوش است. البته علاوه بر آن پیچهای سر مربعی، سر گرد، سر تخت، سر عدسی، آلنی و غیره هم در صنعت کاربرد دارد.



شکل ۳-۱- شکل مقطع رزوه های گوناگون: الف-ویت ورت ب-باترس ج-آسمه

۲-۳-۱- رده های تولرانسی رزوه ها

کاربردهای مختلف نیازمند آن است که رزوه پیچها دارای درجه های مختلفی از دقت و لقی میان قطعات رزوه شده باشد. رزوه های متریک مطابق با استاندارد DIN 267 دارای چهار رده تولرانسی می باشند:

۱- رده ظریف f برای رزوه هایی که لازم است بسیار دقیق بوده و لقی آنها اندک باشد.

۲- رده متوسط m برای کاربردهای عمومی

۳- رده متوسط- غیر دقیق mg

۴- رده غیر دقیق g

از آنجا که رده متوسط m (که معادل تولرانس 6H /6g عبوری است) از بیشترین کاربرد برخوردار است لذا در مشخصات پیچها نیازی به ذکر آن نمی باشد. رزوه های استاندارد یکپارچه اینچی طبق استاندارد ASA B1.1 به سه رده تولرانسی ۱، ۲ و ۳ دسته بندی می شوند که با افزایش عدد رده تولرانسی، دقت آن افزایش می یابد. همچنین در این استاندارد تولرانسهای با اندیس A مربوط به رزوه های خارجی و با اندیس B مربوط به رزوه های داخلی است.

۳-۳-۱- رده های استحکامی

پیچها از لحاظ رده های استحکامی در استانداردهای گوناگون دسته بندیهای متفاوتی دارند. به طور مثال رده بندی پیچهای فولادی کم کربن یا کربن آلیاژی استاندارد سیستم متریک در جدول ۱-۱ آورده شده است.

جدول ۱-۱- رده های استحکام پیچهای فولادی کم کربن آلیاژی بر اساس استاندارد DIN ISO 898 -1

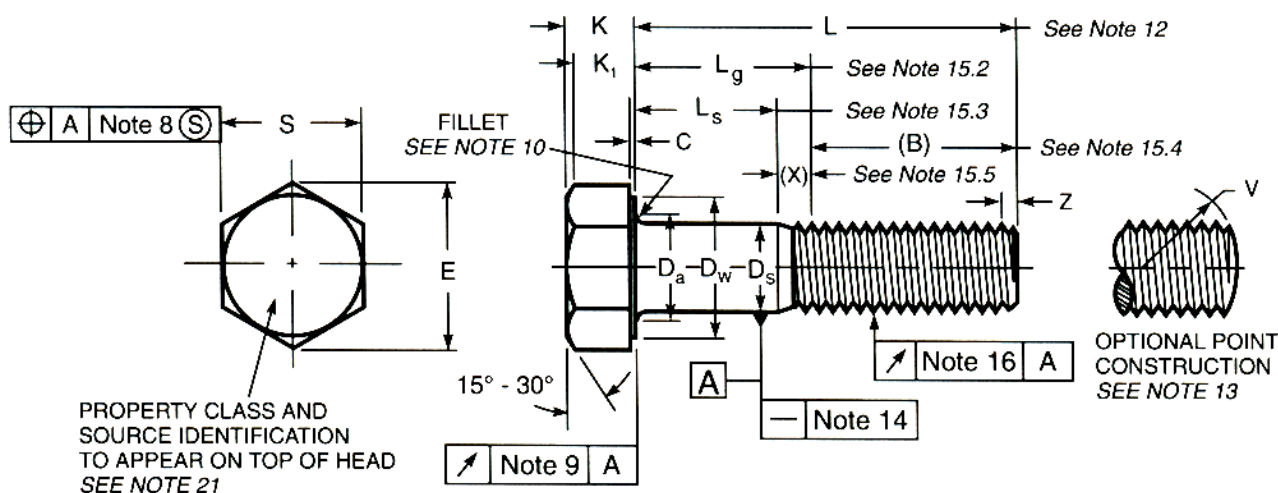
رده	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
حداقل استحکام کششی (MPa)	۳۴۰	۴۰۰	۴۲۰	۵۰۰	۵۲۰	۶۰۰	۸۰۰	۹۰۰	۱۰۴۰	۱۲۲۰
حداقل تنش معادل حد جاری (MPa)	۱۹۰	۲۴۰	۳۲۰	۳۰۰	۴۲۰	۴۸۰	۶۴۰	۷۲۰	۹۴۰	۱۱۰۰

برای مشخص کردن تقریبی خواص مکانیکی مانند تنش معادل حد جاری و تنش حدنهایی در سیستم مشخصات فوق، قاعده به این ترتیب است که جلوی عدد قبل از ممیز دو رقم صفر گذاشته می شود عدد به دست آمده همان تنش حدنهایی پیچ برحسب واحد مگا پاسکال می باشد. عدد سمت راست به همراه ممیز اعشار، نشان دهنده کسری از تنش حدنهایی است که مربوط به تنش معادل حد جاری می باشد. به طورمثال برای رده 5.6، تنش حدنهایی پیچ 500 MPa و تنش معادل حد جاری آن برابر 300 (= 0.6*500) MPa است. رده های استحکامی مهره ها نیز در این استاندارد تنها با یک عدد مشخص می شود که مربوط به کمترین تنش باز شدن مهره است. به این معنی که برای رده 8، تنشی که مهره باید تحمل کند برابر 800 MPa است و پس از برداشتن این تنش، مهره باید بدون هیچ آسیبی باز شود.

در استانداردهای سیستم اینچی گستردگی و تنوع رده بندیها فراوان است. مثلاً رده بندی استاندارد جامعه مهندسين خودرو به اين صورت است که پیچها را به نه رده تقسیم بندی می کند و رده پیچ با خطوطی که روی کله آن حک شده مشخص می شود (مشخصات استاندارد مذکور در استاندارد SAE J429K آورده شده است). از سوی دیگر استاندارد انجمن آزمون و مواد آمریکا رده بندی استحکامی مجزایی داشته که بیشتر مربوط به کاربرد پیچ و مهره ها است به این معنی که برای هر کاربرد خاص، مشخصات مکانیکی و شیمیایی مربوط به پیچ و مهره های مورد نیاز را بیان می کند. البته این استانداردها در برخی موارد با هم شباهت دارند مثلاً رده ASTM A325M معادل رده 8.8 و رده ASTM A490M معادل رده 10.9 سیستم متریک است.

۱-۳-۳-۱- پیچ و مهره های پر استحکام

از آنجا که مهمترین کاربرد این پژوهش مربوط به پیچ و مهره های پر استحکام است لازم است که به صورت مجزا و مختصر درباره این نوع پیچها کنکاش به عمل آید. مشخصات کلی ابعادی مربوط به پیچهای پر استحکام در شکل ۱-۴ نشان داده شده است.



شکل ۱-۴- مشخصات کلی ابعادی مربوط به پیچهای پر استحکام [4]

از لحاظ استحکامی این نوع پیچها عمدتاً در رده های 8.8 ، 10.9 و در برخی موارد 12.9 قرار می گیرد. بعضی از این پیچها که دارای کنگی بزرگتر از پیچهای سرشش گوش هم اندازه خود می باشند با علامت H.V.^۸ مشخص می شوند. برای انطباق با آچارهای استاندارد، اندازه کنگی آنها به گونه ای است که با اندازه

کلگی پیچ یا مهره سایز بزرگتر از خود منطبق باشند. علت بزرگتر شدن کلگی پیچ یا مهره را می توان مربوط به دو عامل دانست: نخست آنکه سطح تماس برای تحمل تنش لهیدگی زیر کلگی پیچ یا مهره افزایش یابد و دیگر آنکه آچار گیری پیچ و یا مهره جهت اعمال گشتاورهای بالاتر بهتر شود. طول رزوه پیچهای پر استحکام کمتر از پیچهای معمولی است، این امر سبب می شود که چنانچه پیچ تحت اثر برش قرار بگیرد، صفحه برش روی قسمت بدون رزوه قرار گرفته و در نتیجه مقاومت پیچ در برابر برش افزایش یابد. در طراحی اتصالات این نوع پیچها باید طول رزوه کافی در نظر گرفته شود تا از گیرکردن مهره به قسمت بدون رزوه جلوگیری شود.

۴-۳-۱- جنس و ترکیب شیمیایی

رفتار مکانیکی هر قطعه ای تا حد زیادی وابسته به خواص ماده آن است، پیچ و مهره ها نیز از این قاعده مستثنی نیست. اگر چه فلزات غیر آهنی مانند برنج، آلومینیوم، مس و یا مواد غیرفلزی مانند پلیمرها در ساخت اتصالات رزوه دار کاربرد چشمگیری دارند، برای بسیاری از کاربردهای صنعتی به ویژه کاربردهای مربوط به استحکام و مقاومت در برابر ضربه، از فلزات پایه آهنی و آلیاژهای آنها استفاده می شود. فولادهای کربنی معمولی از آهن، کربن، منگنز، سیلیسیم، مس، گوگرد، فسفر و دیگر عناصر تشکیل شده اند. فولاد کم کربن نوعاً به فولادی اطلاق می شود که بین 0.02% تا 0.3% کربن داشته باشند، فولاد کربن متوسط درصد کربن 0.3% تا 0.7% را داراست و فولادهای پر کربن به بالاتر از 0.7% کربن گفته می شود.

اتصالات رزوه دار صنعتی که برای کاربردهای سازه ای یا ماشین سازی به کار می روند عمدتاً از جنس فولاد کم کربن متوسط کم آلیاژی بوده و بسته به استحکام مورد نظر، از انواع فولادهای ذکر شده در آنها استفاده می شود. در برخی از کاربردها جهت جلوگیری از خوردگی از فولادهای آلیاژی ضد زنگ استفاده می شود.

خواص مکانیکی پیچ و مهره ها نیز تا حد زیادی با عملیات حرارتی کنترل می شود. از اینرو بسیاری از پیچ و مهره های پر استحکام باید عملیات حرارتی (آبکاری^۹) شده و سپس بازگشت^{۱۰} داده شوند (مشخصات درصد ترکیب شیمیایی و دماهای عملیات حرارتی رده های مختلف استحکامی پیچ و مهره ها در استاندارد ASTM F568M آورده شده است [5]).

۵-۳-۱- پوشش سطحی

پوشش دهی اتصالات رزوه دار که عمدتاً به منظور افزایش مقاومت در برابر خوردگی شیمیایی است با مواد گوناگونی صورت می گیرد. یکی از مهمترین و پرکاربردترین مواد پوششی برای این منظور، فلز روی یا پوشش گالوانیزه است. این نوع پوشش دهی با روشهای گوناگونی مانند روش الکتروشیمیایی یا فروبری در مایع مذاب روی و یا به روش پودری انجام می شود که کیفیت (صافی سطح) و ضخامت پوشش در هر روش متفاوت است. پرکاربردترین نوع پوشش دهی صنعتی با استفاده از روش فروبری در مایع مذاب¹¹ است. مشخصات چگالی سطحی یا ضخامت لایه روی مورد نیاز برای پیچ و مهره ها در استاندارد ASTM A153M آورده شده است.

به پوشش روی با روش فروبری، گالوانیزه گرم و با روش الکترولیز یا روش پودری، گالوانیزه سرد هم گفته می شود. معمولاً کیفیت صافی سطح در روش فروبری، گالوانیزه سرد بهتر و ضخامت پوشش کمتر می باشد. در روش گالوانیزه گرم به دلیل ضخامت زیاد پوشش روی ممکن است ابعاد پیچ قبل از پوشش دهی کمتر (یا در مورد مهره بیشتر) در نظر گرفته شود تا از گیر کردن رزوه ها و عدم پیچیدن پیچ جلوگیری شود. این امر سبب می شود که از سطح مقطع مؤثر پیچ تا حدی کاسته شود. برای این منظور در استاندارد DIN 267-10 مقادیر سطح تحت تنش پیچهای گالوانیزه گرم کمتر از پیچهای معمولی در نظر گرفته شده است [6].

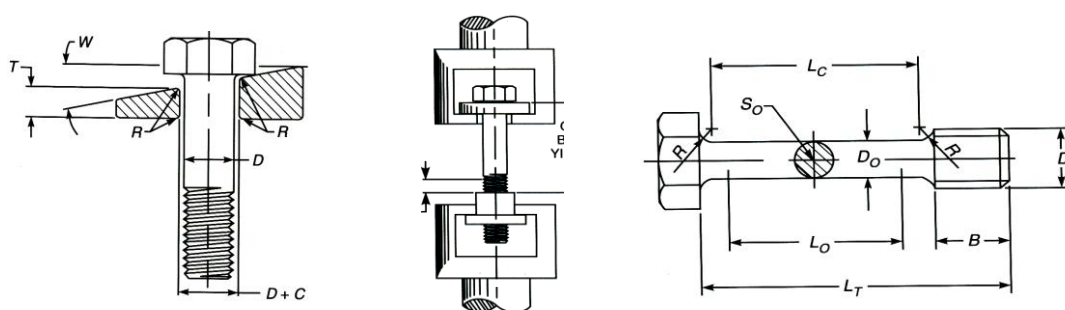
علاوه بر پوشش روی می توان از پوشش کادمیم هم برای جلوگیری از خوردگی استفاده کرد. ویژگی مهم کادمیم مقاومت بالاتر آن به خوردگی نسبت به پوشش روی است. البته به دلیل سمی بودن کادمیم و بخارات آن در صنعت کمتر از آن استفاده می شود. همچنین از پوششهایی مانند کروم، فسفات روی، فسفات کادمیم، نیکل و پلیمرها نیز برای جلوگیری از خوردگی استفاده می شود.

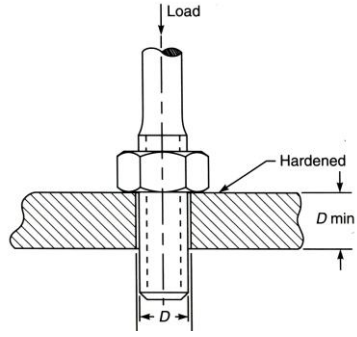
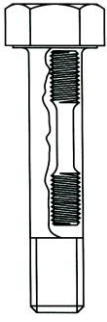
۴-۱- آزمونهای مکانیکی پیچ و مهره ها

از آنجا که این تحقیق مربوط به یکی از آزمونهای مکانیکی مربوط به پیچ و مهره ها است، در این بخش به معرفی مختصر برخی از آزمونهای مهم و رایج مربوط به اتصالات رزوه دار پرداخته می شود. آزمونهای مکانیکی مهم مربوط به پیچ و مهره ها عبارتند از آزمون تعیین مقاومت کششی پیچ، تعیین مقاومت کششی مهره، تعیین خواص مکانیکی جنس پیچ، آزمون سختی پیچ و مهره و غیره. استاندارد مهم مورد استفاده در این زمینه استاندارد ASTM F606M است.

آزمایشهای مربوط به استحکام کششی پیچ و مهره هر کدام به صورت مستقل انجام می گیرد، به این معنی که برای آزمایش پیچ، پیچ مورد نظر به قطعه رزوه دار داخلی بسته می شود که قطعه مذکور از لحاظ استحکام و سختی باید به مراتب بالاتر از پیچ و مهره مورد آزمایش باشد. برای آزمایش مهره هم روند به همین صورت بوده و تنها قطعه رزوه دار خارجی که به مهره بسته می شود باید از سختی و استحکام بالاتری برخوردار باشد. علاوه بر آن می توان جهت تعیین مشخصات مکانیکی جنس پیچ آنرا به صورت نمونه آزمون کشش ماشینکاری نموده و مورد آزمایش قرار داد.

از این آزمایشها استحکام پیچ و مهره به صورت مستقل تعیین می شود ولی از آنجا که در بسیاری از کاربردها پیچ و مهره به همراه یکدیگر استفاده می شوند می توان مجموعه پیچ و مهره را به صورت کامل مورد آزمایش قرار داد. البته شرط این آزمایش آن است که اولاً پیچ و مهره در یک رده استحکامی قرار داشته باشند، مثلاً پیچ رده 8.8 با مهره رده 8 بسته شود و ثانیاً ضخامت مهره از 0.7 قطر نامی آن کمتر نباشد. البته برای تعیین مقاومت خمشی کُلگی پیچ (که در برخی از کاربردها مورد نیاز است) از آزمایش کشش با گوه هم در مورد پیچ استفاده می شود. در شکل ۵-۱ شمایی از برخی از آزمونهای مکانیکی پیچ و مهره آورده شده است. آزمون سختی هم از جمله آزمونهای مکانیکی است که در نقاط مشخصی از پیچ و مهره انجام می شود. همچنین از آزمون برش پیچ برای کاربردهایی که پیچ تحت بار برشی قرار می گیرد استفاده می شود. نکته مهم در تمامی این آزمایشها آن است که نتایج به دست آمده از آنها مربوط به خواص مکانیکی - هندسی خود پیچ یا مهره و یا مجموعه آنها می باشد و به قطعه سومی مرتبط نیست.





شکل ۱-۵- شمایی از برخی از آزمونهای مکانیکی پیچ و مهره ها [5]

فصل دوم

رابطه گشتاور- نیرو در پیچ و مهره ها

۱-۲- مقدمه

رابطه گشتاور- نیرو یکی از مهمترین پارامترهای مربوط به طراحی و مونتاژ اتصالات رزوه دار است که با استفاده از آن می توان نیروی گیره بندی ایجاد شده در پیچ را برآورد و کنترل نمود. در این فصل ابتدا تحلیلی درباره اهمیت نیروی پیش تنیدگی پیچها بر استحکام استاتیکی و خستگی آنها انجام می شود. پس از آن رابطه گشتاور- نیرو در پیچ ها و پارامترهای مؤثر بر آن مورد تحلیل تئوری قرار گرفته و تأثیر عوامل مؤثر بر این رابطه بررسی خواهد شد. با توجه به اینکه روش اندازه گیری و کنترل گشتاور یک روش عمومی و شناخته شده ای برای تعیین نیروی داخلی پیچ است استانداردها و پژوهشهای انجام شده در این زمینه مورد بحث قرار می گیرد. در پایان با مروری بر روشهای گوناگون اندازه گیری و کنترل نیروی پیش تنیدگی در پیچها، مزایا و معایب هر یک از آنها به صورت اختصار بیان می شود.

۲-۲- اهمیت نیروی پیش تنیدگی در اتصالات رزوه دار

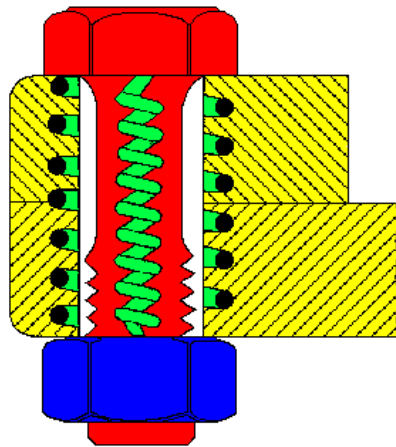
نیروی گیره بندی اتصالات رزوه دار در سازه های مختلف صنعتی مانند مخازن تحت فشار، بویلرها و بسیاری از ماشین آلات حایز اهمیت زیادی است چرا که در اثر اعمال نیروی گیره بندی، دو قسمت بدنه سازه به یکدیگر محکم شده و می تواند در برابر نیروهای خارجی مقاومت کند. برای مثال محکم شدن دقیق پیچ در صنعت موتورهای توربین گازی اهمیت فراوانی داشته و پیچهایی که قسمتهای مختلف موتور را به یکدیگر متصل می کنند باید تحت نیروی پیش تنیدگی دقیق قرار گیرند. از سوی دیگر به دلیل فراوانی اتصالات پیچ و مهره در یک سازه، مسأله سرعت نصب آنها به همراه کنترل دقیق نیروی پیش تنیدگی، نیاز به استفاده از روشهای دقیق، سریع و کم هزینه را تشدید می کند.

در صورتیکه پیچ بیش از اندازه محکم شود ممکن است هنگام نصب دچار شکست شود و کم بودن نیروی گیره بندی هم باعث کاهش مقاومت پیچ در برابر بارهای استاتیکی و دینامیکی شده، چه بسا پس از

مدت کوتاهی پیچ آسیب دیده و یا دست کم «شل» شود. علت این امر آن است که هنگامی که پیچ با یک نیروی اولیه به سازه محکم می شود نیروی وارد شده به سازه تماماً به آن منتقل نشده و تنها بخشی از آن به پیچ وارد می شود. تحلیل کامل این مسأله و به دست آوردن محدوده مجاز نیروی گیره بندی در بخشهای بعد آمده است.

۱-۲-۲- تحلیل استاتیکی نیروهای وارد بر اتصال

همانگونه که در شکل ۱-۲ آمده مدلسازی اتصال را می توان به صورت دو فنر در نظر گرفت که در اثر اعمال نیروی داخلی یا نیروی گیره بندی F_i به هم متصل شده اند. این دو فنر یکی با ثابت فنری k_b مربوط به پیچ بوده و دیگری با ثابت فنری k_m مربوط به سازه می باشد. هنگامی که پیچ با نیروی اولیه مذکور بسته می شود نیروی ایجاد شده در آن برابر F_i و به صورت کششی بوده و نیروی ایجاد شده در سازه برابر $-F_i$ و از نوع فشاری است.



شکل ۱-۲- مدلسازی اتصال با استفاده از دو عدد فنر [7]

پس از اعمال نیروی خارجی F_e به اتصال با توجه به اینکه دو فنر مذکور به صورت موازی به هم متصل شده اند تغییر شکل آنها در اثر اعمال این نیرو با یکدیگر برابر است:

$$\Delta'_b = \Delta'_m \quad (۲-۱)$$

با استفاده از رابطه خطی قانون هوک $F = k\Delta$ و رابطه (۲-۱) می توان نوشت:

$$\frac{F'_b}{k_b} = \frac{F'_m}{k_m} \quad (۲-۲)$$

که در این رابطه F'_b نیروی ایجاد شده در پیچ اثر اعمالی نیروی خارجی F_e است و F'_m نیروی ایجاد شده در سازه در اثر نیروی خارجی F_e می باشد. به این ترتیب با نوشتن رابطه تعادل استاتیکی، رابطه زیر به دست می آید:

$$F'_b + F'_m = F_e \quad (2-3)$$

با استفاده از روابط (2-2) و (2-3) می توان مقادیر F'_b و F'_m را محاسبه نمود:

$$F'_m = \left(\frac{k_m}{k_b + k_m} \right) F_e \quad (2-4)$$

$$F'_b = \left(\frac{k_b}{k_b + k_m} \right) F_e \quad (2-5)$$

چنانچه کمیت C به عنوان ضریب سفتی اتصال به صورت زیر تعریف شود:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (2-6)$$

روابط (2-4) و (2-5) به این صورت در می آیند:

$$F'_b = CF_e \quad (2-7)$$

$$F'_m = (1-C)F_e \quad (2-8)$$

با فرض اینکه پیچ و سازه همچنان در ناحیه الاستیک قرار دارند نیروهای F'_b و F'_m با نیروی پیش تنیدگی F_i جمع خواهند شد و روابط نیروی کل پیچ F_b و نیروی کل سازه F_m به این شکل در خواهد آمد:

$$F_b = CF_e + F_i \quad (2-9)$$

$$F_m = (1-C)F_e - F_i \quad (2-10)$$

نکته مهم درباره روابط بالا آن است که این روابط در صورتی صادق است که پس از اعمال نیروی خارجی (کششی) F_e ، پیچ و سازه از یکدیگر جدا نشوند تا بتوان از مدل دو فنر موازی استفاده کرد. چنانچه نیروی خارجی F_e به گونه ای باشد که نیروی وارده بر سازه F_m به صفر رسیده یا مثبت شود، دیگر نمی توان از مدل مذکور بهره گرفت و نیروی وارد شده به پیچ در این حالت برابر مجموع نیروی پیش تنیدگی و نیروی خارجی خواهد شد یعنی:

$$F_m \geq 0 \Rightarrow F_b = F_e + F_i \quad (2-11)$$

اکنون می توان استحکام پیچ را در دو حالت ذکر شده بررسی کرد. برای بررسی مقاومتی، نوع بارگذاری از نوع خستگی در نظر گرفته می شود. البته با انجام تحلیل خستگی، تحلیل بارگذاری استاتیکی هم که حالت

خاصی از آن است به خودی خود انجام می شود و برای این منظور تنها کافی است که به جای مقدار استحکام خستگی ماده، مقدار استحکام استاتیکی جایگذاری شود.

۲-۲-۲- بررسی مقاومتی استحکام پیچ در برابر بارگذاریهای خستگی و استاتیکی

ابتدا فرض می شود که نیروی وارد بر سازه، F_m صفر یا مثبت نشده و می توان از روابط (۲-۹) و (۲-۱۰) بخش قبل استفاده کرد. به این ترتیب چنانچه نیروی خارجی F_e از صفر تا مقدار بیشینه خود تغییر کند مقادیر نیروی متوسط وارد بر پیچ F_{bm} و دامنه نیروی نوسانی وارد بر پیچ F_{ba} به صورت زیر به دست می آید:

$$F_{b \min} = F_i \quad , \quad F_{b \max} = CF_e + F_i \Rightarrow F_{bm} = \frac{C}{2} F_e + F_i \quad (2-12)$$

$$F_{ba} = \frac{C}{2} F_e \quad (2-13)$$

با در نظر گرفتن سطح مقطع تحت تنش پیچ A_t ، مقادیر تنش متوسط و تنش دامنه پیچ به صورت زیر در می آید:

$$\sigma_{bm} = \frac{CF_e / 2 + F_i}{A_t} \quad (2-14)$$

$$\sigma_{ba} = \frac{CF_e}{2A_t} \quad (2-15)$$

چنانچه S_u تنش حد نهایی استاتیکی و S_e تنش حد دوام خستگی پیچ باشد، با استفاده از رابطه گودمن [8] می توان نوشت:

$$\frac{\sigma_{bm}}{S_u} + \frac{\sigma_{ba}}{S_e} \leq 1 \quad (2-16)$$

با جایگذاری روابط (۲-۱۴) و (۲-۱۵) در رابطه (۲-۱۶) رابطه بیشینه مقدار مجاز F_e را می توان به دست آورد:

$$\frac{CF_e / 2 + F_i}{A_t S_u} + \frac{CF_e}{2A_t S_e} \leq 1 \Rightarrow F_e \leq \frac{A_t - F_i / S_u}{\frac{C}{2} \left(\frac{1}{S_e} + \frac{1}{S_u} \right)} \quad (2-17)$$

با عنایت به اینکه با استفاده از تکنیک بی بعدسازی، روابط مربوط به تحلیلهای عددی به مراتب ساده تر و قابل فهم تر می شود، متغیرهای بی بعد زیر معرفی می شوند:

$$f_e = \frac{F_e}{A_t S_u} \quad , \quad f_i = \frac{F_i}{A_t S_u} \quad , \quad \beta = \frac{S_e}{S_u}$$

و از اینرو رابطه (۲-۱۷) پس از بی بعد سازی به صورت زیر در می آید:

$$f_{es} \leq \frac{2\beta(1-f_i)}{C(1+\beta)} \quad (2-18)$$

از سوی دیگر نیروی خارجی تا حدی می تواند افزایش یابد که نیروی وارده شده به سازه صفر یا مثبت نشود، به این ترتیب طبق رابطه (۲-۱۰) می توان نوشت:

$$f_m = (1-C)f_e - f_i < 0 \Rightarrow f_{ed} < \frac{f_i}{1-C} \quad (2-19)$$

رابطه (۲-۱۹) محدوده نیروی خارجی برای جلوگیری از جدا شدن قطعات اتصال، f_{ed} را به دست می دهد. از طرف دیگر از آنجا که پیچ باید همواره در ناحیه الاستیک بماند تا روابط مذکور صادق باشد، رابطه زیر را می توان نوشت:

$$F_b \leq A_t S_y \quad (2-20)$$

که در رابطه فوق S_y تنش تسلیم جنس پیچ است. با معرفی پارامتر بی بعد γ به صورت $\gamma = \frac{S_y}{S_u}$ رابطه (۲-۲۰) به شکل زیر در خواهد آمد:

$$f_b \leq \gamma \quad (2-21)$$

با جایگذاری رابطه (۲-۹) در رابطه (۲-۲۱) می توان نوشت:

$$Cf_e + f_i \leq \gamma \Rightarrow f_{ey} \leq \frac{\gamma - f_i}{C} \quad (2-22)$$

مشاهده می شود که با استفاده از روابط (۲-۱۸)، (۲-۱۹) و (۲-۲۲) سه معیار برای کنترل مقدار نیروی خارجی وارد بر پیچ به دست می آید. در این روابط f_{es} نیروی خارجی بر اساس معیار مقاومت مکانیکی، f_{ed} نیروی خارجی بر اساس معیار جلوگیری از جدا شدن قطعات سازه است و f_{ey} نیروی خارجی بر اساس معیار جلوگیری از به تسلیم رسیدن پیچ می باشد.

هنگامی که تحت اثر بار اعمالی، نیروی فشاری وارد بر سازه به صفر برسد، همانگونه که در رابطه (۱۱-۲) دیده می شود مقدار کمیت C برابر 1 خواهد شد و به این ترتیب کلیه روابط قبل را می توان دوباره نوشت، با این تفاوت که به جای کمیت C عدد 1 گذاشته می شود. بنابراین رابطه (۲-۱۸) در این حالت به صورت زیر در می آید:

$$f_{es} \leq \frac{2\beta(1-f_i)}{(1+\beta)} \quad (2-23)$$

و رابطه (۲-۲۲) را هم به صورت زیر می توان بازنویسی کرد:

$$f_{ey} \leq \gamma - f_i \quad (۲-۲۴)$$

به این ترتیب در این حالت با دو رابطه (۲-۲۳) و (۲-۲۴) می توان مقادیر نیروی اعمالی خارجی f_e را کنترل نمود.

۲-۲-۳ - بررسی مقاومتی استحکام پیچ با مثال عددی

با ذکر یک مثال عددی می توان به صورت ملموستری به مقایسه حالت‌های مختلف مقاومتی پیچ تحت بارهای استاتیکی و دینامیکی پرداخت. نکته قابل توجه آنکه پارامتر مورد بررسی در این مساله، نیروی پیش‌تندگی پیچ است که در این نمونه تاثیر آن به صورت عددی مشخص می شود.

یک عدد پیچ $\frac{1}{2}$ اینچ رده 5 استاندارد SAE، به یک سازه بسته می شود. تنش حد نهایی جنس پیچ برابر 120 ksi و تنش حد دوام آن برابر 54 ksi بوده و نیز تنش معادل حد جاری پیچ هم برابر 85 ksi می باشد. نیروی خارجی وارد بر اتصال بین صفر تا مقدار بیشینه خود می تواند تغییر کند. شرایط هندسی و مکانیکی اتصال به گونه ای است که ضریب C برابر 0.14 می باشد. مسأله در سه حالت زیر بررسی می شود:

الف - تنش پیش‌تندگی وارد بر پیچ برابر 85 درصد تنش معادل حد جاری آن باشد.

ب - تنش پیش‌تندگی وارد بر پیچ صفر باشد.

ج - تنش پیش‌تندگی وارد بر پیچ برابر 45 درصد تنش معادل حد جاری پیچ باشد.

نتایج مربوط به روابط بخش قبل در جدول ۱-۲ آورده شده است.

جدول ۱-۲- نتایج محاسبات مربوط به بیشینه نیروی خارجی

حالت مورد بررسی	نیروی پیش تنیدگی f_i	ضریب نسبت ارتجاعی اتصال C	نیروی خارجی بیشینه بر اساس مقاومت مکانیکی f_{es}	نیروی خارجی بیشینه بر اساس عدم جدا شدن اتصال f_{ed}	نیروی خارجی بیشینه بر اساس عدم تسلیم شدن پیچ f_{ey}	نیروی خارجی بیشینه مورد استفاده برای طراحی f_e
حالت الف	0.6	0.14	1.76	0.70	0.76	0.70
حالت ب	0	1	0.62	-----	0.70	0.62
حالت ج	0.31	1	0.42	-----	0.39	0.39

به این ترتیب مشاهده می شود که در حالت ج که نیروی پیش تنیدگی در پیچ به اندازه کافی ایجاد نشده نیروی خارجی بیشینه آن به طرز چشمگیری از دیگر حالتها کمتر است و حتی مقاومت آن نسبت به حالت ب که پیچ کاملاً شل بسته شده هم کمتر می شود. اگرچه حالت ب هم عملاً در اغلب کاربردها مطلوب نیست و لازم است که پیچ با یک نیروی گیره بندی به اتصال بسته شود. بنابراین ملاحظه می شود که نیروی گیره بندی اولیه تا چه حدی می تواند بر استحکام مکانیکی اتصال تاثیرگذار باشد. در حالت ج که نیروی اولیه به اندازه کافی زیاد نیست، اتصال پس از آنکه تحت نیروی بیشینه قرار گیرد، دو قسمت سازه از هم جدا شده و ضریب نسبت فنریت C برابر یک خواهد شد. به عبارت دیگر، نیرو کاملاً به پیچ منتقل شده و به سازه انتقال نمی یابد و از اینرو از مقاومت آن کاسته می شود.

نکته دیگری که از این مثال فهمیده می شود آن است که نیروی خارجی وارد بر اتصال حداکثر می تواند در حد نیروی معادل حد جاری پیچ باشد. مثلاً در حالت بهینه الف، پیچ می تواند تا بیش از نیروی حد نهایی خود در برابر بارگذاری خستگی دوام بیاورد ولی پیش از آن پیچ به تسلیم رسیده (رفتار آن از حالت خطی خارجی می شود) یا قطعات سازه از هم جدا خواهد شد.

۴-۲-۲- پیدا کردن محدوده مجاز نیروی پیش تنیدگی برای یک اتصال

با استفاده از روابط به دست آمده در بخش ۲-۲-۲ می توان محدوده مجاز و مناسب برای نیروی پیش تنیدگی را به دست آورد. تعیین این محدوده برای طراحی و نصب اتصالات رزوه دار می تواند بسیار با اهمیت باشد. چرا که در بخشهای بعد ملاحظه خواهد شد که بسیاری از روشهای مربوط به کنترل نیروی پیش تنیدگی در پیچ دارای خطاهای متعددی بوده و تعیین محدوده مجاز و مقدار بهینه نیروی پیش تنیدگی برای یک نیروی خارجی مشخص از مشکل آفرینی بسیاری از خطاهای مذکور جلوگیری خواهد کرد. از روابط (۲-۱۸)، (۱۹-۲) و (۲-۲۲) می توان مقدار f_i را برحسب نیروی خارجی مشخص f_e به دست آورد:

$$f_i \leq 1 + \frac{f_e C(1 + \beta)}{2\beta} \quad (2-25)$$

$$f_i \leq \gamma - C f_e \quad (2-26)$$

$$f_i > (1 - C) f_e \quad (2-27)$$

روابط (۲-۲۵) و (۲-۲۶) محدوده بالایی نیروی پیش تنیدگی را مشخص می کنند تا پیچ در هنگام نصب یا در حین استفاده به تسلیم نرسیده یا آسیب نبیند و رابطه (۲-۲۷) محدوده پایینی نیروی پیش تنیدگی را تعیین می کند تا از جدا شدن قطعات سازه و وارد شدن کل نیرو به پیچ جلوگیری شود. به دلیل آنکه ضریب γ (که بیانگر نسبت تنش معادل حد جاری به تنش حد نهایی پیچ است) همواره کوچکتر از یک می باشد عبارت سمت راست رابطه (۲-۲۶) از عبارت سمت راست رابطه (۲-۲۵) همواره کوچکتر بوده و لذا رابطه زیر به دست می آید:

$$(1 - C) f_e < f_i \leq \gamma - C f_e \quad (2-28)$$

همانگونه که دیده می شود محدوده مناسب نیروی پیش تنیدگی به پارامترهایی از جمله شکل و ابعاد هندسی اتصال، ضرایب الاستیسیته اتصال و مقادیر مقاومت مکانیکی آن و نیروی خارجی وارد شده به اتصال وابسته است. از میانگین مقادیر بیشینه و کمینه به دست آمده می توان مقدار بهینه نیروی پیش تنیدگی را برای اتصال به دست آورد. همچنین فاصله دو حد نیروی پیش تنیدگی، محدوده مجاز مربوط به خطاهای اندازه گیری و کنترل نیروی گیره بندی پیچ را مشخص می کند.

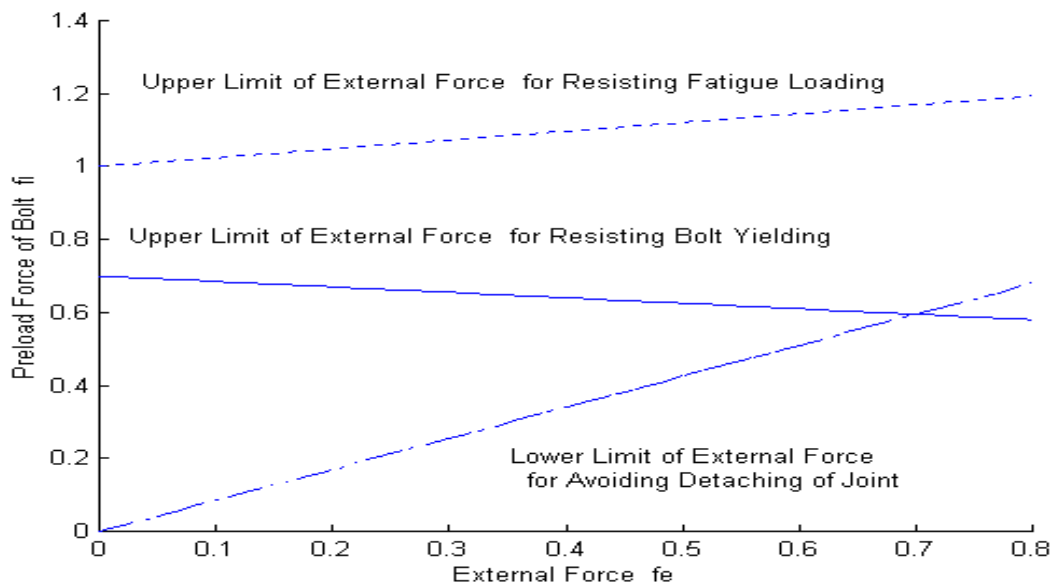
برای برقراری رابطه (۲-۲۸) لازم است که سمت چپ رابطه مذکور از سمت راست آن کوچکتر باشد یعنی:

$$(1-C)f_e < \gamma - Cf_e$$

و از آنجا:

$$f_e < \gamma \quad (2-29)$$

رابطه مهم (۲-۲۹) بیانگر آن است که نیروی خارجی وارد بر پیچ هیچگاه نمی تواند از نیروی معادل حد جاری آن بیشتر شود و این مسأله هیچ ارتباطی با دیگر متغیرهای مکانیکی و هندسی اتصال ندارد. در شکل ۲-۲ نمودار محدوده نیروی پیش تنیدگی f_i برحسب نیروی خارجی f_e رسم شده است. ملاحظه می شود که با کاهش f_e ، محدوده مجاز نیروی f_i افزایش می یابد.

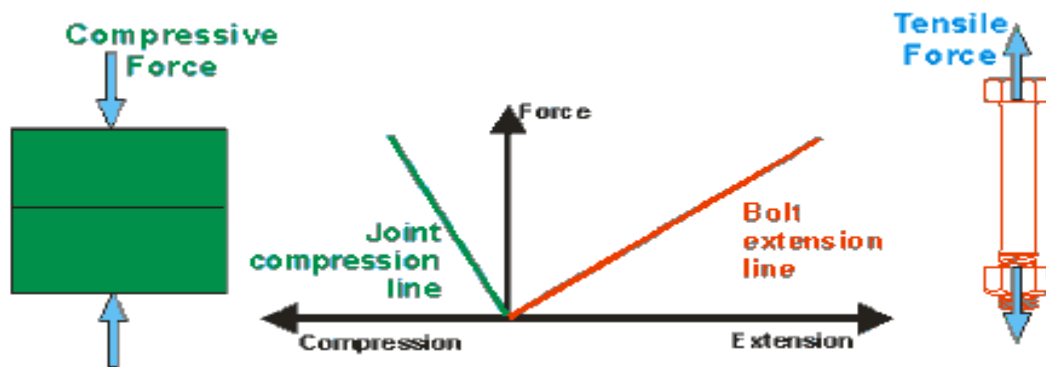


شکل ۲-۲- نمودار محدوده مجاز نیروی پیش تنیدگی f_i برحسب نیروی خارجی f_e که در آن $C=0.15$ ، $\beta=0.45$ و $\gamma=0.70$ می باشد.

۲-۲-۵- بررسی نیروی گیره بندی با استفاده از نمودارهای اتصال

برای تجسم و درک بهتر بارگذاری در اتصالات رزوه دار، از نمودارهای اتصال می توان بهره گرفت. نمودار اتصال ابزاری برای نمایش مشخصات نیرو- تغییر شکل پیچ و سازه است. در شکل ۲-۳ نمودار نیرو-

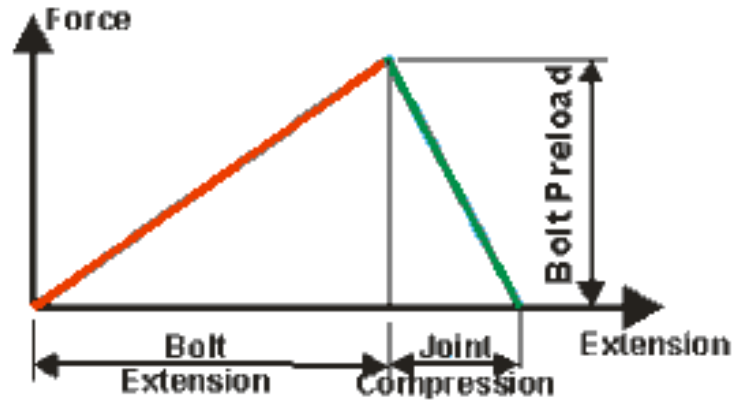
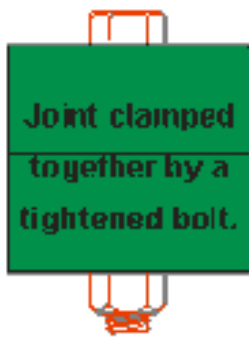
تغییر شکل پیچ و سازه رسم شده که با اعمال نیروی پیش تنیدگی، پیچ تحت کشش و سازه تحت فشار قرار می‌گیرد. شیب خطوط مربوطه نشان دهنده سفتی پیچ و سازه است که معمولاً سفتی سازه به مراتب بیشتر از پیچ است [7].



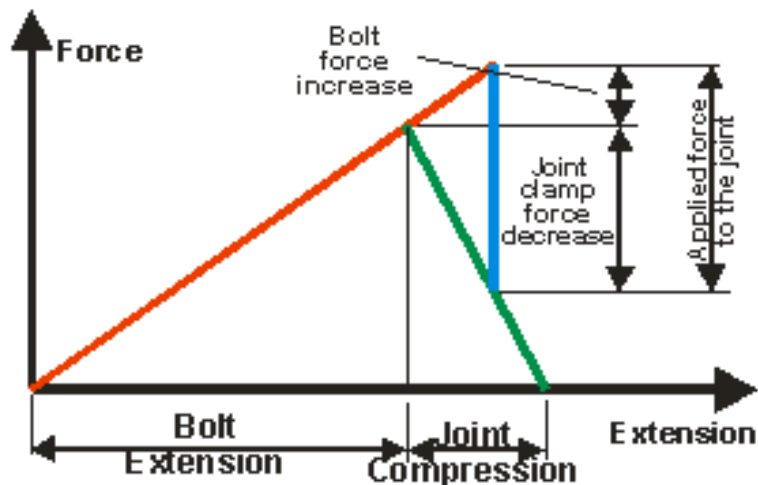
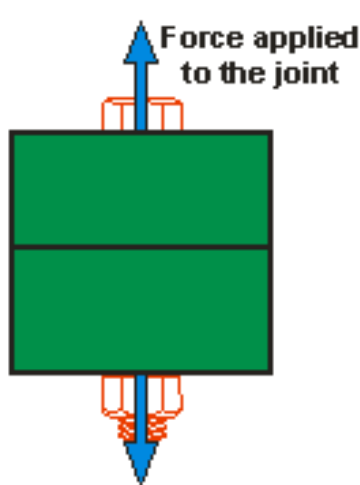
شکل ۳-۲- نمودار نیرو- تغییر شکل پیچ و سازه

در شکل ۲-۴ خط مربوط به فشرده شدن سازه به سمت راست منتقل شده و تشکیل یک مثلث می‌دهد. علت این امر هم یکسان بودن نیروی پیش تنیدگی برای پیچ و سازه است. همانطور که در شکل ۲-۵ دیده می‌شود، در صورت اعمال نیروی خارجی به اتصال چنانچه نیروی خارجی بیشتر از نیروی پیش تنیدگی باشد، نیروی کششی پیچ افزایش و نیروی فشاری سازه کاهش می‌یابد و این تغییر مقادیر نیروی پیچ و سازه کاملاً به نسبت سفتی آنها وابسته است. چنانچه نیروی کششی اعمال شده به اتصال بسیار بزرگ باشد دو حالت ممکن است پیش آید:

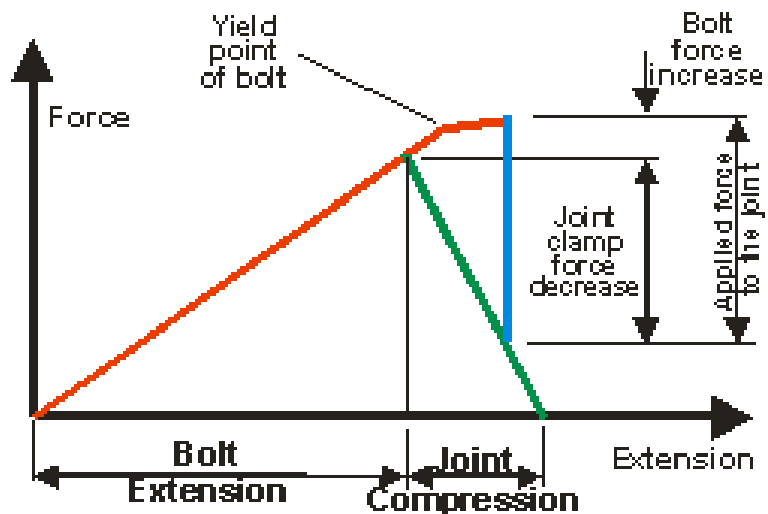
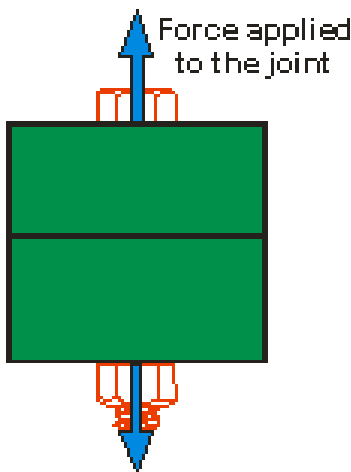
الف - افزایش نیروی اعمالی به پیچ منجر به تسلیم شدن پیچ شود. به این ترتیب همانگونه که در شکل ۲-۶ دیده می‌شود خط تغییر نیروی پیچ تقریباً افقی خواهد شد. بنابراین ممکن است پیچ دچار شکست شده و یا در صورت عدم شکست آن، پس از برداشتن نیروی خارجی از نیروی پیش تنیدگی پیچ کاسته خواهد شد که هیچ یک از این موارد مطلوب نیست. به همین خاطر است که در بخش قبل عدم به تسلیم رسیدن پیچ یکی از مهمترین معیارهای طراحی اتصال محسوب شده است.



شکل ۲-۴ - نمودار نیرو- تغییر شکل پیچ و سازه با انتقال منحنی سازه به سمت راست

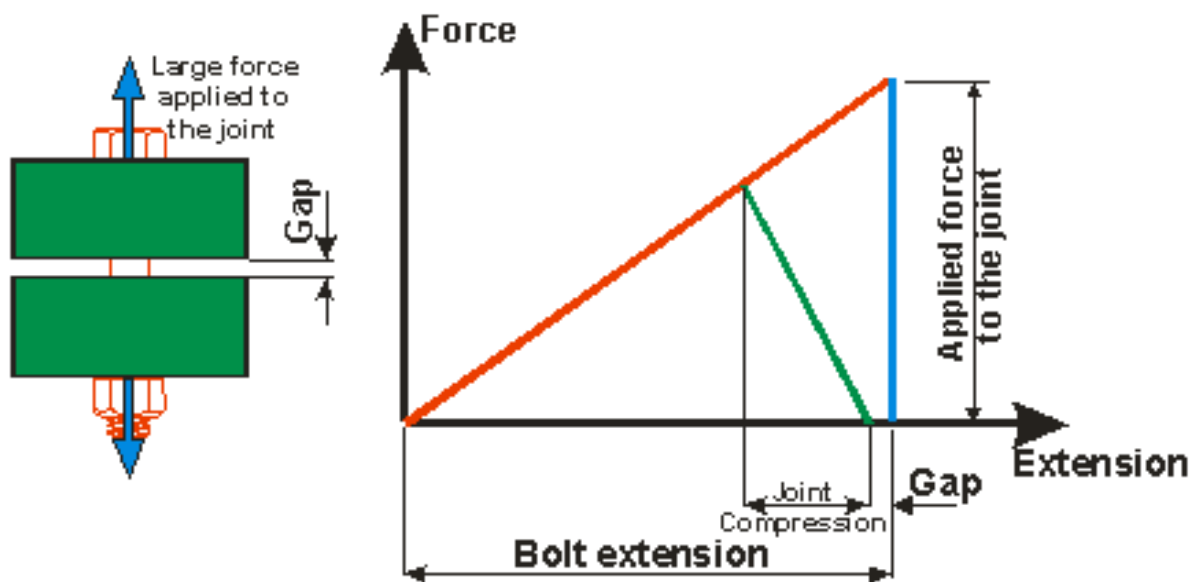


شکل ۲-۵ - تغییرات نیروی کششی پیچ و نیروی فشاری سازه در اثر اعمال نیروی خارجی



شکل ۲-۶ - تغییرات نیرو در اجزای اتصال بر اثر اعمال نیروی خارجی بسیار بزرگ و به تسلیم رسیدن پیچ

ب - اعمال نیروی خارجی بسیار بزرگ باعث صفر شدن نیروی گیره بندی وارد بر سازه شود. به این ترتیب شکافی در بین دو قسمت سازه ایجاد می شود که در بسیاری از کاربردهای سازه ای و ماشین سازی نامطلوب بوده و مسائلی چون ارتعاشات، نشتی و جابجایی قطعات را به همراه خواهد داشت و نیز باعث می شود که نیروی اعمالی خارجی به اتصال، تماماً به پیچ منتقل شود که مقاومت مکانیکی پیچ را پایین خواهد آورد. همچنین شکاف ایجاد شده بین قطعات سازه عمدتاً باعث بارگذاریهای غیرخطی ناشی از نیروهای خمشی و برشی بر پیچ شده که شکست زودرس پیچ را به همراه خواهد داشت [9]. نمودار اتصال این حالت در شکل ۲-۷ نشان داده شده است.



شکل ۲-۷ صفر شدن نیروی وارده بر سازه و ایجاد شکاف در اتصال

۲-۳- تحلیل روابط تئوری مربوط به اتصالات رزوه دار

روابط تئوری مربوط به اتصالات رزوه دار از آن نظر مورد اهمیت قرار دارد که بر مبنای آنها می توان پارامترهای موثر بر تعیین نیروی گیره بندی پیچها را مشخص و تحلیل مقاومتی اتصال را انجام داد. رابطه مهم در این زمینه، رابطه تحلیل استاتیکی گشتاور اعمالی به پیچ و یا مهره و نیروی گیره بندی ایجاد شده در پیچ است. این رابطه به صورت خاص و با فرضهای ساده کننده ای در کتابهای استاتیک و طراحی اجزاء ماشین به

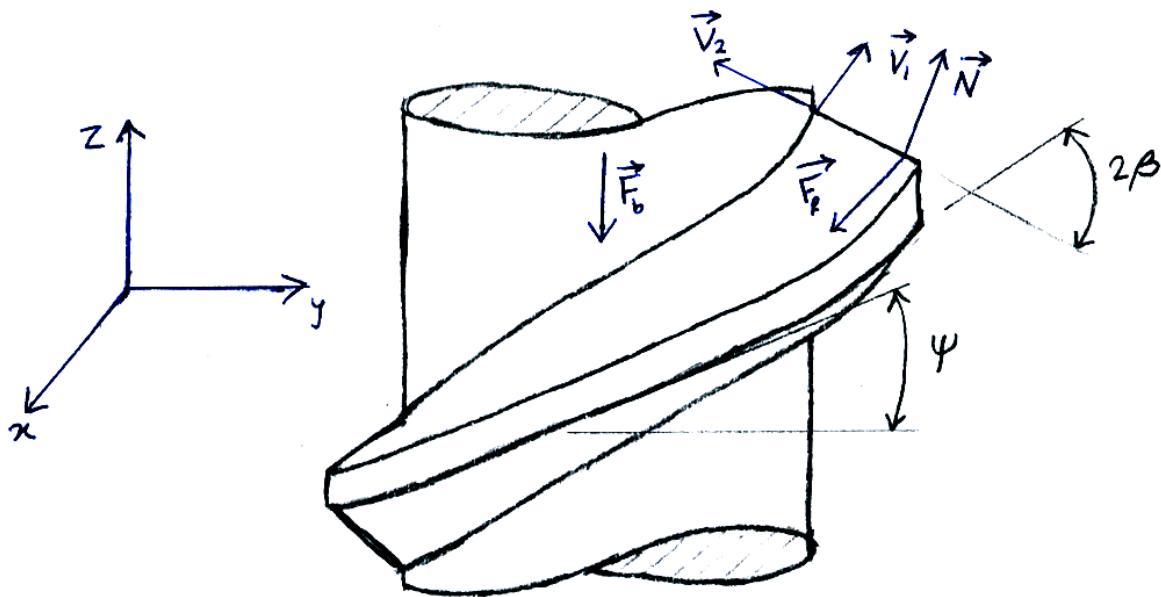
دست آمده است ولی به دلیل اهمیت موضوع، در اینجا بدون هیچ گونه فرض ساده کننده ای و به صورت عمومی به دست خواهد آمد. علاوه بر آن روابط سطح مقطع موثر پیچ بررسی خواهد شد.

۱-۳-۲- رابطه استاتیکی گشتاور- نیرو در پیچها

در شکل ۲-۸-۸ نمایی از یک پیچ رسم شده که برای سهولت تنها یک رزوه آن ترسیم شده است. زاویه ψ زاویه مارپیچ پیچ بوده که از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\tan \psi = \frac{l}{\pi d_m} = \frac{nP}{\pi d_m} \quad (2-30)$$

که در آن l طول فاصله میان دو دنده از یک رزوه (یا پیشروی رزوه)، P گام رزوه، n تعداد راههای رزوه، d_m قطر میانگین پیچ و زاویه 2β زاویه رزوه است.



شکل ۲-۸-۸- نمایی از یک رزوه پیچ با زاویه مارپیچ ψ و زاویه رزوه 2β و نیروهای گوناگون وارد بر آن

برای پیدا کردن نیروی عمود بر سطح N ابتدا لازم است که جهت بردار نرمال بر سطح رزوه مشخص شود. برای این منظور می توان دو بردار \vec{V}_1 و \vec{V}_2 که تشکیل دهنده صفحه رزوه می باشند را پیدا کرده و از حاصلضرب $\vec{V}_1 \times \vec{V}_2$ جهت بردار نرمال بر صفحه رزوه را مشخص کرد.

$$\vec{V}_1 = -\cos \psi \hat{i} + \sin \psi \hat{k} \quad , \quad \vec{V}_2 = -\cos \beta \hat{j} + \sin \beta \hat{k} \quad (2-31)$$

$$\vec{V}_1 \times \vec{V}_2 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ -\cos \psi & 0 & \sin \psi \\ 0 & -\cos \beta & \sin \beta \end{vmatrix} = \sin \psi \cos \beta \hat{i} + \cos \psi \sin \beta \hat{j} + \cos \psi \cos \beta \hat{k} \quad (2-32)$$

به این ترتیب بردار یکه نرمال بر سطح رزوه عبارت است از:

$$\vec{u}_n = \frac{\vec{V}_1 \times \vec{V}_2}{|\vec{V}_1 \times \vec{V}_2|} = \frac{\sin \psi \cos \beta \hat{i} + \cos \psi \sin \beta \hat{j} + \cos \psi \cos \beta \hat{k}}{\sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} \quad (2-33)$$

نیروی اصطکاک در راستای بردار \vec{V}_1 بوده و جهت آن وابسته به باز شدن یا بسته شدن پیچ است. در اینجا فرض می شود که پیچ در حال بسته شدن است و لذا نیروی اصطکاک در خلاف جهت بردار \vec{V}_1 است. نیروی عمودی F_b که همان نیروی گیره بندی پیچ است در راستای محور Z قرار دارد. نیروی محرک F_d در جهت محیطی و در راستای محور X می باشد. مولفه های برداری این نیرو عبارت است از:

$$\vec{N} = N \vec{u}_n = N \frac{\sin \psi \cos \beta \hat{i} + \cos \psi \sin \beta \hat{j} + \cos \psi \cos \beta \hat{k}}{\sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} \quad (2-34)$$

$$\vec{F}_f = F_f (\cos \psi \hat{i} - \sin \psi \hat{k}) = \mu_t N (\cos \psi \hat{i} - \sin \psi \hat{k})$$

$$\vec{F}_b = -F_b \hat{k} \quad , \quad \vec{F}_d = -F_d \hat{i} \quad (2-35)$$

طبق تعادل استاتیکی حاصل جمع مولفه های این نیروها باید برابر صفر باشد. به این ترتیب برای مولفه های در جهت محور Z می توان به این صورت عمل کرد:

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow -F_b - \mu_t N \sin \psi + \frac{N \cos \beta \cos \psi}{\sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} = 0$$

$$\Rightarrow N = \frac{F_b \sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}}{\cos \beta \cos \psi - \mu_t \sin \psi \sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} \quad (2-36)$$

برای مولفه های در جهت X هم رابطه زیر به دست می آید:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow \frac{N \cos \beta \sin \psi}{\sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} + \mu_t N \cos \psi - F_d = 0$$

$$\Rightarrow F_d = N \left(\frac{\cos \beta \sin \psi + \mu_t \cos \psi \sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}}{\sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} \right) \quad (2-37)$$

به این ترتیب با ترکیب روابط (2-36) و (2-37) رابطه زیر نتیجه می شود:

$$F_d = F_b \left(\frac{\cos \beta \sin \psi + \mu_t \cos \psi \sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}}{\cos \beta \cos \psi - \mu_t \sin \psi \sqrt{\cos^2 \beta + \cos^2 \psi \sin^2 \beta}} \right) \quad (2-38)$$

با تقسیم صورت و مخرج رابطه (2-38) بر عبارت $\cos \beta \cos \psi$ رابطه زیر حاصل می شود:

$$F_d = F_b \left(\frac{\tan \psi + \mu_t \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \tan \psi \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}} \right) \quad (2-39)$$

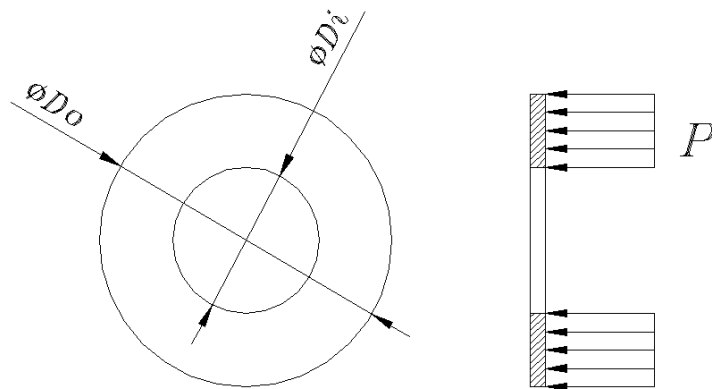
و طبق رابطه $T_t = \frac{F_d d_m}{2}$ رابطه گشتاور ناشی از اصطکاک دنده های رزوه بر حسب نیروی داخلی پیچ به صورت زیر در می آید:

$$T_t = \frac{F_b d_m}{2} \left(\frac{\tan \psi + \mu_t \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \tan \psi \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}} \right) \quad (2-40)$$

که در آن μ_t ضریب اصطکاک میان رزوه های مهره و پیچ بوده و زاویه ψ از رابطه (2-30) به دست می آید.

در شکل ۲-۹ سطح زیر کلگی مهره یا پیچ نشان داده شده که فشار یکنواخت P ناشی از نیروی پیچ، به آن وارد می شود. برای محاسبه گشتاور اصطکاکی زیر مهره می توان به صورت زیر عمل کرد:

$$dT_n = 2\pi r dr P \mu_n \times r \Rightarrow T_n = 2\pi \mu_n P \int_{D_i/2}^{D_o/2} r^2 dr = \frac{\pi}{12} \mu_n P (D_o^3 - D_i^3) \quad (2-41)$$



شکل ۲-۹- نمای سطح زیر کلگی مهره یا پیچ با فشار یکنواخت P که ناشی از نیروی پیچ می باشد.

که در آن P فشار یکنواخت ناشی از نیروی پیچ بر سطح مهره است، D_i قطر داخلی و اشرف، D_o قطر محاطی کلگی مهره و μ_n ضریب اصطکاک مهره با واشر است. رابطه فشار زیر مهره و نیروی پیچ F_b به صورت زیر است:

$$F_b = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) P \quad (2-42)$$

بنابراین با حذف P از دو رابطه (۲-۴۱) و (۲-۴۲) رابطه گشتاور اصطکاکی زیر مهره و نیروی پیچ به دست می آید:

$$T_n = \frac{\mu_n}{3} \left(\frac{D_o^3 - D_i^3}{D_o^2 - D_i^2} \right) F_b \quad (2-43)$$

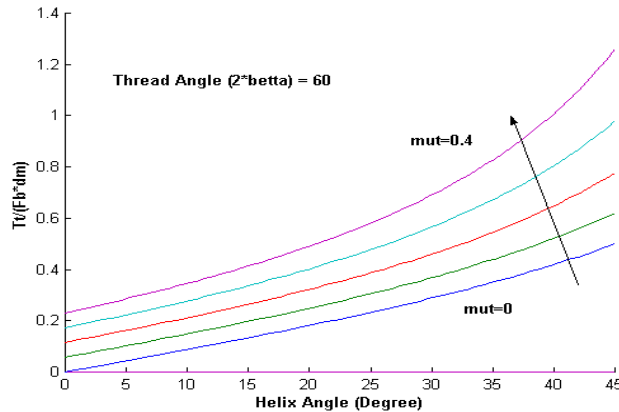
کل از مجموع گشتاور اصطکاکی رزوه ها و گشتاور اصطکاکی زیر مهره به دست می آید:

$$T_o = T_t + T_n = F_b \left(\frac{d_m}{2} \left(\frac{\tan \psi + \mu_t \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \tan \psi \sqrt{1 + \cos^2 \psi \tan^2 \beta}} \right) + \frac{\mu_n}{3} \left(\frac{D_o^3 - D_i^3}{D_o^2 - D_i^2} \right) \right) \quad (2-44)$$

رابطه (۲-۴۴) یک رابطه کاملاً کلی بوده و می توان از آن برای انواع پروفیل‌های رزوه و هندسه های گوناگون پیچ و مهره ها استفاده کرد.

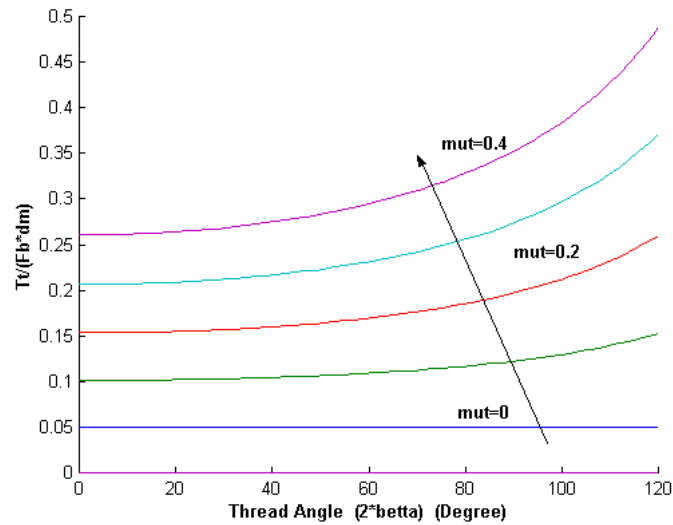
۲-۳-۲- بررسی تئوری پارامترهای موثر بر رابطه گشتاور- نیرو

در بخش قبل رابطه کلی میان گشتاور و نیروی پیچ به دست آورده شد. با بررسی رابطه (۲-۴۰) دیده می شود که گشتاور اصطکاکی رزوه ها به مولفه هایی چون زاویه مارپیچ رزوه، زاویه رزوه و ضریب اصطکاک وابسته است. در شکل ۲-۱۰ نمودار تغییرات نسبت $\frac{T_t}{F_b d_m}$ برای یک زاویه مارپیچ مشخص برحسب متغیرهای زاویه رزوه و ضریب اصطکاک رسم شده است. به روشنی دیده می شود که با افزایش ضریب اصطکاک، گشتاور اصطکاکی افزایش می یابد. همچنین بزرگ شدن زاویه رزوه هم منجر به افزایش گشتاور می شود که البته تاثیر آن در مقادیر بزرگ زاویه رزوه چشمگیر می شود.

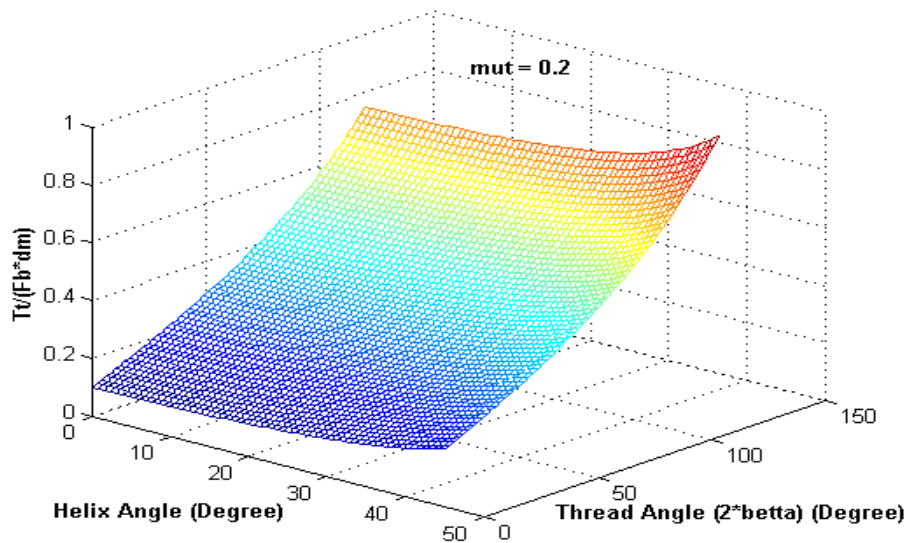


شکل ۲-۱۰- نمودار تغییرات نسبت $\frac{T_t}{F_b d_m}$ برای زاویه مارپیچ مشخص، برحسب زوایای رزوه و ضرایب اصطکاک گوناگون

در شکل ۱۱-۲ نمودار تغییرات $\frac{T_t}{F_b d_m}$ برای یک زاویه رزوه مشخص برحسب متغیرهای زاویه مارپیچ و ضریب اصطکاک رسم شده است. مشاهده می شود که بزرگ شدن زاویه مارپیچ و نیز ضریب اصطکاک هر دو باعث افزایش گشتاور می شود. برای تجسم بهتر تغییرات دو پارامتر زاویه مارپیچ و زاویه رزوه در شکل ۱۲-۲ نمودار سه بعدی این پارامترها برای یک ضریب اصطکاک خاص رسم شده است.



شکل ۱۱-۲- نمودار تغییرات نسبت $\frac{T_t}{F_b d_m}$ برای زاویه رزوه مشخص، برحسب زوایای مارپیچ و ضرایب اصطکاک گوناگون

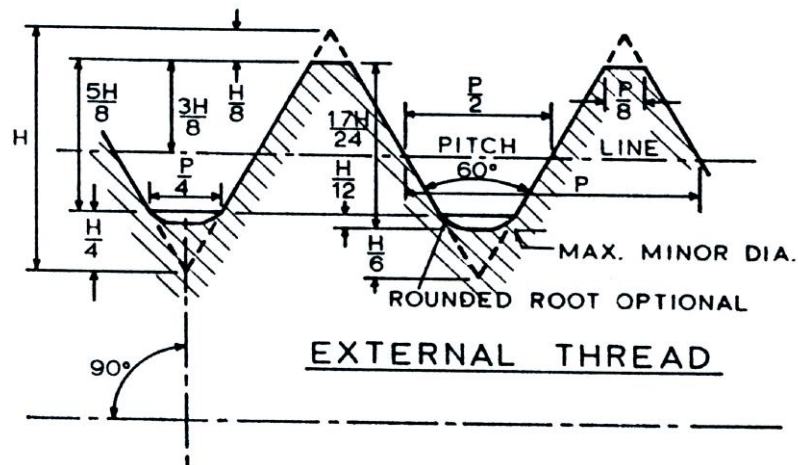


شکل ۱۲-۲- نمودار سه بعدی تغییرات نسبت $\frac{T_t}{F_b d_m}$ برای ضریب اصطکاک مشخص، برحسب زوایای رزوه و مارپیچ

مشخصات هندسی کله مهره و ضریب اصطکاک مهره با واشر از جمله دیگر پارامترهای است که بر رابطه (۲-۴۴) تاثیر می گذارد. البته پارامترهایی مانند زاویه مارپیچ رزوه، یا زاویه رزوه برای انواع پروفیل رزوه ها استاندارد و مشخص بوده و تاثیر تغییرات جزئی آن ناچیز است. موثرترین پارامتر متغیر در این رابطه همان ضرایب اصطکاک μ_t و μ_n است. این ضرایب خود وابسته به متغیرهایی مانند جنس، اکسید سطحی، پوششهای سطحی، روانکاری و صافی سطح می باشند. به عبارت دیگر پارامترهای فیزیکی غیر مربوط به خود پیچ و مهره بر این رابطه تاثیر می گذارند.

۲-۳-۳- روابط سطح مقطع موثر پیچ

چنانچه پیچ تحت بارگذاری کششی قرار گیرد برای مشخص کردن تنش ایجاد شده در آن لازم است سطح مقطع موثر کششی پیچ تعیین شود. به دلیل شکل مارپیچی رزوه ها نمی توان سطح مقطع دقیقی برای پیچ مشخص کرد و برای این منظور رابطه ای تعریف شده که تا حدی مبتنی بر نتایج تجربی بوده و بیشتر جنبه قراردادی دارد. این رابطه که برای کلیه پیچ و مهره های متریک و اینچی (به غیر از پیچهای استاندارد جامعه مهندسیین خودرو با شناسه SAE j429k) عمومیت دارد از میانگین قطر فرعی و قطر گام پیچ برای قطر موثر مربوط به سطح مقطع تحت کشش استفاده می کند. در شکل ۱۳-۲ مقطع پیچ با رزوه دنده مثلثی 60 درجه نشان داده شده است. به این ترتیب با داشتن قطر نامی پیچ d و گام آن P روابط دیگر ابعاد هندسی پیچ مشخص می شود:



شکل ۱۳-۲- مقطع یک پیچ با رزوه دنده مثلثی 60 درجه که در آن کلیه ابعاد هندسی مشخص شده اند [3].

$$\text{قطر فرعی: } d_n = d - \frac{17\sqrt{3}}{24} P \quad (2-45)$$

$$\text{قطر گام: } d_p = d - \frac{3\sqrt{3}}{8} P \quad (2-46)$$

$$\text{سطح مقطع موثر تحت کشش: } A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_n + d_p}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(d - \frac{13}{24} \sqrt{3} P \right)^2 \quad (2-47)$$

برای بارگذاری های پیچی و برشی، سطح مقطع مربوط به قطر فرعی در نظر گرفته می شود. بنابراین رابطه سطح مقطع تحت پیچش و برش به صورت زیر می باشد [4]:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(d - \frac{17}{24} \sqrt{3} P \right)^2 \quad (2-48)$$

به دلیل اینکه بارگذاری پیچ ها عمدتاً از نوع کششی و برشی (پیچشی) است لذا تنها از دو رابطه (۲-۴۷) و (۲-۴۸) برای محاسبه سطوح مقاطع تحت تنش مربوطه استفاده می شود.

۲-۴- روشهای کنترل نیروی گیره بندی در پیچها

از مطالب بیان شده در بخشهای قبل اهمیت برآورد و کنترل نیروی گیره بندی در پیچها مشخص شده است. برای نیل به این مقصود تاکنون روشهای متعددی ارائه شده است که هر کدام مزایا و معایب خاصی داشته و بسته به حساسیت کار برد پیچها، از آنها استفاده می شود. این روشها عبارتند از:

۱- روش حسی

۲- کنترل گشتاور

۳- کنترل زاویه چرخش مهره

۴- استفاده از واشرهای نشاندهنده نیرو

۵- اندازه گیری تغییر طول پیچ با روش امواج فراصوتی

۶- استفاده از کرنش سنج الکتریکی.

روش حسی یا تجربی بر مبنای تجربه و احساس تکنیسین مجرب برای کنترل گشتاور است و چون مبنای کمیت پذیر علمی ندارد نمی توان از آن به عنوان یک روش کنترل نیروی گیره بندی پیچ نام برد. درباره سایر روشهای ذکر شده در این بخش کنکاش مختصری به عمل خواهد آمد.

۱-۴-۲- اندازه گیری و کنترل گشتاور وزاویه چرخش مهره

الف- اندازه گیری و کنترل گشتاور: در بخش (۱-۳-۲) رابطه میان گشتاور اعمالی به مهره T_0 و نیروی ایجاد شده در پیچ F_b به دست آمد. از آنجا که این رابطه به صورت خطی است می توان با تعیین شیب خط نمودار گشتاور بر حسب نیرو، برای دستیابی به نیروی مشخص، گشتاور معینی را اعمال کرد. این روش عمومی ترین و پرکاربردترین روش کنترل نیروی پیش تیدگی در پیچها است و سازمانهای استاندارد، استانداردهایی برای انجام این آزمایش و تعیین شیب خطوط مذکور تدوین کرده اند. از جمله استاندارد آلمان به شماره DIN 946، استانداردهای جامعه مهندسیین خودرو به شماره SAE AS1310B و استاندارد موسسه اتصالات صنعتی به شماره IFI 543 مربوط به این آزمایش است به این ترتیب تولید کنندگان و مصرف کنندگان پیچ های صنعتی با انجام این آزمایش در شرایط مشخص شده، می توانند ضریب نمودار مذکور را به دست آورده و در عمل از آن استفاده کنند.

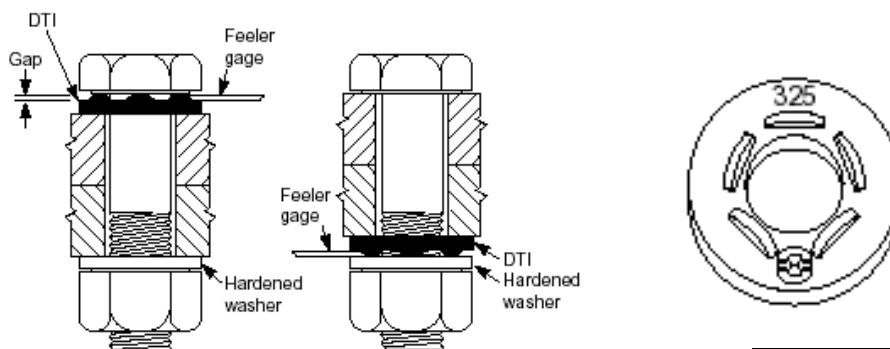
علی رغم سهولت نسبی و ارزان بودن، مشکل عمده این روش عدم قطعیت آن و خطاهایی است که در اثر پارامترهای گوناگون از جمله اصطکاک ایجاد می شود. تغییرات ضریب اصطکاک همانگونه که در بخش (۲-۳-۲) دیده شد خطاهای قابل توجهی در این روش ایجاد می کند به عنوان مثال، تفاوت ضرایب استاتیکی و دینامیکی یکی از مهمترین منابع خطا در این روش محسوب می شود. از آنجا که موضوع پژوهش حاضر درباره این روش کنترل نیروی گیره بندی است لذا بحث بیشتر درباره ویژگیها و خطاهای آن به فصلهای بعد موکول می شود.

ب- اندازه گیری زاویه چرخش مهره: با مشخص بودن ضرایب سفتی پیچ و سازه می توان مقدار زاویه چرخش مهره را حساب کرده و با استفاده از ابزارهای اندازه گیری زاویه، نیروی کششی ایجاد شده در پیچ را کنترل کرد. اگر چه این روش تا حدی مشکلتر و پرهزینه تر از روش کنترل گشتاور است ولی نتایج آن دقیقتر بوده و تاثیر خطاهای ناشی از اصطکاک به کلی حذف می شود. البته از این روش زمانی می شود استفاده کرد که جنس، ابعاد پیچ و ابعاد سازه تغییری نکند. مشکلات مربوط به اندازه گیری زاویه و خطاهای آن از جمله معایب این روش می باشد.

۲-۴-۲- سایر روشهای کنترل نیروی گیره بندی

همچنان که بیشتر اشاره شد علاوه بر روش متداول و فراگیر کنترل گشتاور و روش کنترل زاویه چرخش مهره از روشهای دیگری هم در این ارتباط استفاده می شود که عبارتند از:

الف-واشرهای نشان دهنده نیرو^{۱۲}: نمای طرحوار این واشرها در شکل ۱۴-۲ نشان داده شده است. بر روی این واشرها برجستگیهایی وجود دارد که هنگامی که پیچ تحت نیروی مشخص گیره بندی واقع شود این برآمدگیها دچار تغییر شکل شده و به اصطلاح « له » می شوند. به این ترتیب با کنترل شکاف میان واشر و کلگی مهره یا پیچ می توان نیروی پیش تنیدگی در پیچ را تحت کنترل قرار داد. جامعه آزمون و مواد آمریکا مشخصات و روشهای آزمون مربوط به این نوع واشرها را با شناسه ASTM F959M استاندارد کرده است. در این استاندارد به طور کلی دو نوع واشر نشاندهنده نیرو استاندارد شده که یکی مربوط به رده 8.8 و دیگری مربوط به رده 10.9 می باشد. علت آن هم طبق مطالب گفته شده در بخشهای قبل آن است که کنترل نیروی پیش تنیدگی عمدتاً درباره پیچ های پر استحکام کاربرد دارد و دو رده مذکور رده های پر استحکام



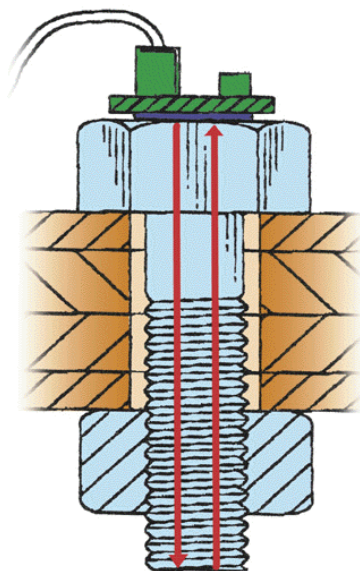
1-Preload Indicating Washers

کاربردی در صنعت می باشد.

شکل ۱۴-۲- نمای طرحوار مربوط به واشرهای نشاندهنده نیروی گیره بندی

ب- اندازه گیری نیرو با روش امواج فراصوتی^{۱۳}: در این روش پیش از بستن مهره امواج فراصوتی از طریق یک پراب^{۱۴} پیزوالکتریک که با کله پیچ تماس داده می شود به داخل پیچ فرستاده شده و زمان رفت و برگشت موج فراصوتی اندازه گیری می شود (شکل ۱۸-۲)، به این ترتیب پس از بستن مهره، طول پیچ تحت نیروی پیش تنیدگی یافته و در پی آن زمان رفت و برگشت موج فراصوتی نیز افزایش می یابد. بنابراین با مشخص بودن ضرایب سفتی پیچ و اتصال، نیروی پیش تنیدگی را می توان اندازه گیری کرد [10]. ایراد مهم این روش پرهزینه بودن و نیاز به تجهیزات جانبی پیچیده است. علاوه بر آن کنگی پیچ باید کاملاً صاف و حتی الامکان سنگ خورده باشد تا امکان اتصال مناسب پراب به آن ایجاد شود.

ج- استفاده از کرنش سنجهای الکتریکی: این روش از دقت بسیار بالایی برخوردار بوده ولی به دلیل پرهزینه بودن استفاده علمی و صنعتی از آن بسیار اندک است و تنها در کاربردهای حساسی مانند موتورهای توربینی هواپیما از آن استفاده می شود.



شکل ۱۸-۲- اندازه گیری نیروی گیره بندی در پیچ با استفاده از روش امواج فراصوتی

۳-۴-۲- مقایسه روشهای گوناگون

موسسه اتصالات صنعتی آمریکا مقایسه ای از لحاظ دقت و هزینه نسبی روشهای گوناگون کنترل نیروی پیچ تنیدگی پیچ انجام داده که در جدول ۲-۲ آورده شده است.

جدول ۲-۲- مقایسه دقت و هزینه نسبی روشهای گوناگون کنترل نیروی گیره بندی در پیچ [11].

روش	حسی - تجربی	کنترل گشتاور	کنترل زاویه چرخش مهره	واشرهای کنترل نیرو	روش فراصوتی	کرش سنجهای الکتریکی
دقت	± 35%	± 25%	± 15%	± 10%	± 3~ 5%	± 1%
هزینه نسبی	1	1 1/2	3	7	15	20

مشاهده می شود که با افزایش دقت اندازه گیری، هزینه روش نیز افزایش می یابد. بنابراین طراح باید میان دو مساله حدی طراحی ، تصمیم گیری نماید:

۱- افزایش استحکام یا قطر پیچ به منظور بالا رفتن نیروی تسلیم آن تا خطاهای ناشی از اندازه گیری با روشهای ارزان قیمت جبران شود. طبیعتاً این مساله بالا رفتن هزینه خود پیچ را به همراه دارد.

۲- استفاده از روشهای اندازه گیری دقیق نیروی گیره بندی پیچ که هزینه بر می باشد.

به این ترتیب با انجام برآورد اقتصادی می توان به وضعیت مناسبی میان دو حد مذکور دست یافت. در برخی موارد که اهمیت پیچ بسیار زیاد بوده و قیمت خود پیچ به دلیل نوع مواد، روش ساخت یا دیگر مسائل مربوط به آن بسیار بالا است نمی توان بر روشهای اندازه گیری غیر دقیق تکیه کرد.

- 1- Juvinall, Robert C., & Marshek, Kurt M., "Fundamentals of Machine Component Design", 2nd ed., John Wiley & Sons Inc., 1991, Newyork.
- 2- Laughner, V. H., & Hargan, A. D., "Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts", McGraw-Hill Book Company, 1st ed., 1956, Newyork.
- 3- Parmley, Robert O., "Standard Handbook of Fastening and Joining", 3rd ed., McGraw-Hill Book company, 1997, Newyork.
- 4- Industrial Fasteners Institute, "Metric Fastener Standards", IFI Publications, 3rd ed., 1999 , Cleveland.
- 5- American Society for Testing and Materials, "Annual Book of ASTM Standards, Fasteners", ASTM Publications, vol. 15.08, 1997, Newyork.
- 6- Deutches Industrial Norm, "DIN Handbook 55, Fasteners 3", DIN Publications, 1st ed. in Engl., 1995, Berlin.
- 7- <http://www.hexagon.de/rs/malpha/m-alpha/htm>
- 8- Shigley, Joseph Edward, "Mechanical Engineering Design", 4th ed., McGraw-Hill, Inc., 1999, Newyork.
- 9- <http://www.boltscience.com/pages/basics4.htm>
- 10- <http://www.norbar.com/USMinfo/UTBolt.htm>
- 11- <http://www.sptech.com/unbrako/htm/unbrakoff.html>

- 12- Khan, A. S., & Wang, X., "Measurement and Stress Analysis", Prentice Hall, Inc., USA, 2001.
- 13- Dally J. W., & Riley W. F., & McConnell, K. G., "Instrumentation for Engineering Measurements", John Wiley & Sons, Inc., USA, 1984.
- 14- Muvdi, B. B., & McNabb, J. W., "Engineering Mechanics of Materials", 3rd ed., Springer-Verleg, Inc., 1991, Newyork.
- 15- Mack, William C., "Worldwide Guide to Equivalent Irons and Steels", 4th ed., American Society for Materials, Ohio, 2000.
- 16- HBM Industrial Measurement Technology, "Complete Measurement Solutions", HBM Publications, Germany, 2000.
- 17- Blake, J. C., "The Uncertainties of Measuring Fastener Preload", Machine Design, Vol. 37, pp. 128-131, Sept. 30, 1965.