تکنولوژی انتقال قدرت

مولفین:

مهندس مهدی محمودی کلیبر

مهندس حمید امرالهی بیوکی

سامانه آموزشی درجانی

سرشناسه: محمودی کلیبر، مهدی، ۱۳۶۵-
عنوان و نام پدیدآورنده: تکنولوژی انتقال قدرت / مولفین مهدی محمودی کلیبر، حمید امراللهی بیوکی.
مشخصات نشر: تهران: ساد، ۱۳۸۹.
مشخصات ظاهری: ۲۰۴ ص.: مصور، جدول، نمودار.
شابک: ۵۹۰۰۰ ریال: ۹-۰۹-۶۰۴۶-۶۰۰-۹۷۸
وضعیت فهرست‌نویسی: فیپا
یادداشت: واژه‌نامه
موضوع: اتومبیل‌ها -- دستگاه انتقال قدرت
رده‌بنده کنگره: ۱۳۸۹ ۸ت۳م / TL۲۶۰
رده‌بندی دیویی: ۶۲۹/۲۸۷
شماره کتابشناسی ملی: ۲۱۷۷۱۴۵

تهران - صندوق پستی ۳۵۸- ۱۳۱۴۵

نام کتاب: تکنولوژی انتقال قدرت
ناشر: انتشارات ساد
مدیر مسئول: مهندس مرتضی درجانی
مؤلفین: مهندس مهدی محمودی کلیبر - مهندس حمید امراللهی بیوکی
مدیر تولید: علی وظیفه دوست صالح
گرافیست: فرزاد شاه‌صفی
صفحه‌آرا: مسعود مهرجو سیاهکل
حروفچینی: واحد حروفچینی ساد
نوبت چاپ: اول زمستان ۱۳۸۹
چاپ و صحافی: معراج
قیمت: ۵۹۰۰۰ ریال
شمارگان: ۲۰۰۰ نسخه

تلفن مرکز پخش و فروش: ۴۳-۶۶۹۶۱۵۳۷

کلیه حقوق این کتاب برای انتشارات ساد محفوظ است

مقدمه مولف

در ابتدا خداوند باری‌تعالی را سپاس می‌گویم که مرا در ارائه این اثر یاری داد، تا ان‌شاالله مورد توجه اساتید و دانشجویان رشته مکانیک قرار بگیرد.

این کتاب در هفت فصل به‌معرفی اجزای سیستم انتقال قدرت خودرو شامل: موتور، کلاچ، یاتاقان، چرخدنده، گیربکس دستی، گیربکس اتوماتیک، گرداننده نهایی(دیفرانسیل و اکسل) می‌پردازد. با توجه به کمبود منابع فارسی و آکادمیک در زمینه سیستم انتقال قدرت خودرو، سعی شده‌است تا همراه با آشنایی و معرفی اجزا این سیستم مثال‌ها و مسائل کاربردی و عددی نیز در انتهای هر فصل ارائه شود. همچنین نرم افزارهایی تخصصی و تکنولوژی‌های پیشرفته در مورد سیستم انتقال قدرت خودرو به‌صورت کاربردی معرفی شده اند.

فصل اول مربوط به موتور و عملکرد آن و آشنایی کلی با اجزا سیستم انتقال قدرت می‌باشد. سپس تئوری و مسائل عددی در دینامیک طولی و شیب پیمایی خودرو ارائه شده است. در انتهای این فصل سیستم های کنترلی پیشرفته روز دنیا در زمینه دینامیک خودرو، شامل کروز کنترل (ACC) و سیستم کنترل کششی(TCS) معرفی شده‌اند و همچنین به نرم افزار مطلب (سیمولینک) و کارکرد آن در طراحی سیستم های کنترلی اشاره شده است.

در فصل دوم اجزا و نحوه عملکرد کلاچ به‌طور کامل شرح داده شده است و سپس انواع کلاچ های ایمنی، بدون لغزش، هیدرولیکی، مغناطیسی، کلاچ یک‌طرفه و کلاچ اصطکاکی بیان شده است. در قسمت بعدی این فصل تئوری عددی کارکرد کلاچ با درنظرگرفتن دو دیدگاه سایش یکنواخت و فشارثابت شرح داده شده است و در انتها نیز تحلیل تنش یک کلاچ دنده‌ای در نرم افزار ANSYS نشان داده شده‌است.

فصل سوم یاتاقان‌ها و روان‌کاری در سیستم انتقال قدرت را بحث می‌کند. مشخصات، انواع و کاربردهای یاتاقان‌های مختلف با ذکر جزئیات بیان می‌شود و به مقایسه عملکرد یاتاقان‌های لغزشی و غلتشی پرداخته می‌شود و بالاخره تئوری طول عمر یاتاقان ها نیز همراه با مثال عددی معرفی می‌شود.

فصل چهارم کتاب شامل انواع چرخدنده‌ها، موارد استفاده و کاربرد هر کدام از چرخدنده‌ها، اصطلاحات و تئوری عملکرد چرخدنده‌ها همراه با مثال‌های عددی می‌باشد. در انتها نیز نرم افزارهای طراحی و تحلیل تنش چرخدنده‌ها معرفی شده و نحوه تحلیل تنش یک چرخدنده ساده گام‌به‌گام در نرم افزار ANSYS بیان شده است.

در فصل پنجم ابتدا تقسیم‌بندی کلی گیربکس‌ها که شامل سیستم انتقال قدرت دستی، سیستم انتقال قدرت اتوماتیک، سیستم انتقال قدرت نیمه اتوماتیک و سیستم انتقال قدرت پیوسته است، انجام می‌گیرد و سپس انواع، وظایف و اجزا گیربکس‌های دستی به‌طور کامل شرح داده می‌شود. سپس تئوری عددی تعیین نسبت دنده در گیربکس با دو روش تقسیم یکنواخت و تصاعد هندسی با مثال عددی بیان می‌گردد و در انتهای این فصل به‌معایب رایج در گیربکس اشاره می‌شود.

فصل ششم که در واقع ادامه فصل پنجم می‌باشد به گیربکس‌های اتوماتیک، اجزا و عملکرد آن‌ها پرداخته است. در ادامه این فصل گیربکس‌های نیمه اتوماتیک(دو کلاچه)، سرعت ثابت(CVT) و نحوه عملکرد آن‌ها به‌طور کامل شرح داده می‌شوند. سپس تاثیر سیستم انتقال قدرت در مصرف سوخت بیان شده و مقایسه ای از لحاظ مصرف سوخت بین انواع گیربکس‌ها انجام می‌گیرد.

فصل هفتم در واقع از چهار بخش عمده گاردان، دیفرانسیل، اکسل و اثر اجرام گردان در دینامیک طولی تشکیل شده‌است. در بخش اول انواع گاردان و اتصالات آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. در بخش بعدی وظایف گرداننده نهایی(دیفرانسیل) که تقسیم و تغییر دور و گشتاور در سر چرخ‌های محرک می‌باشد، همراه با معرفی اجزا آن‌که شامل چرخدنده های پینیون، کرانویل، دنده هرزگرد، پلوس و قاب هوزینگ می‌باشد، با تمام جزئیات شرح داده می‌شود. در بخش بعدی که مربوط به اکسل می‌باشد دو نوع اکسل محرک و غیر محرک با شرح وظایفشان بیان می‌گردند، سپس میل پلوس و انواع اتصالات هر دو نوع اکسل بیان می‌گردد. و در بخش انتهایی این فصل اثر اجرام گردنده سیستم انتقال قدرت(اجزا گردان موتور، فلایویل، گیربکس، دیفرانسیل و چرخ ها) همراه با مثال‌های عددی در دینامیک طولی و شیب‌پیمایی خودرو ارائه می‌شود.

با توجه به گستردگی مطالب، از خوانندگان محترم و دانشجویان عزیز تقاضا دارم اشکالات احتمالی در این کتاب را به اینجاب منعکس نمایند.

در انتها از مادر عزیزم که همواره، همراه و مشوق من بوده است تقدیر و تشکر می‌نمایم.

فهرست

فصل اول: مفهوم سیستم انتقال قدرت و دینامیک طولی ۱
۱-۱) اجزا اصلی سیستم انتقال قدرت ۱
۱-۲) آرایش‌های مختلف سیستم انتقال قدرت ۴
۱-۳) منحنی مشخصه موتور ۶
۱-۴) نیروهای طولی خودرو (Longitudinal Forces) ۸
۱-۵) معادله حرکت طولی خودرو ۱۲
۱-۶) سیستم های پیشرفته کنترلی دینامیک طولی خودرو ۱۵
۱-۷) کاربرد نرم افزار مطلب / سیمولینک ۱۸
فصل دوم: کلاچ ۲۰
۲-۱) مشخصات و ویژگی‌های سیستم کلاچ ۲۰
۲-۲) اجزا سیستم کلاچ ۲۳
۲-۳) انواع کلاچ ۲۹
۲-۴) عیوب کلاچ ۴۳
۲-۵) تنظیمات کلاچ ۴۵
۲-۶) معادلات حاکم بر سیستم کلاچ و تحلیل دینامیکی آن ۴۹
۲-۷) نرم افزار تحلیلی تنش کلاچ ۵۲
فصل سوم: یاتاقان‌ها و کاربرد آن در سیستم انتقال قدرت ۵۴
۳-۱) اصول کار یاتاقان ۵۴
۳-۲) انواع یاتاقان‌ها ۵۵
فصل چهارم: چرخدنده و انواع آن ۷۱
۴-۱) چرخدنده و انواع آن ۷۱
۴-۲) واژه‌ها و مشخصات فنی چرخدنده‌ها ۷۶
۴-۳) منحنی اینولوت دنده: (Involute Profile) ۷۹
۴-۴) تداخل یا میاندوی (Interference) ۸۰
۴-۵) تحلیل سینماتیکی چرخدنده ۸۱
۴-۶) تحلیل نیرویی در چرخدنده‌های صاف ۸۳
۴-۷) تحلیل تنش در چرخدنده‌ها ۸۶

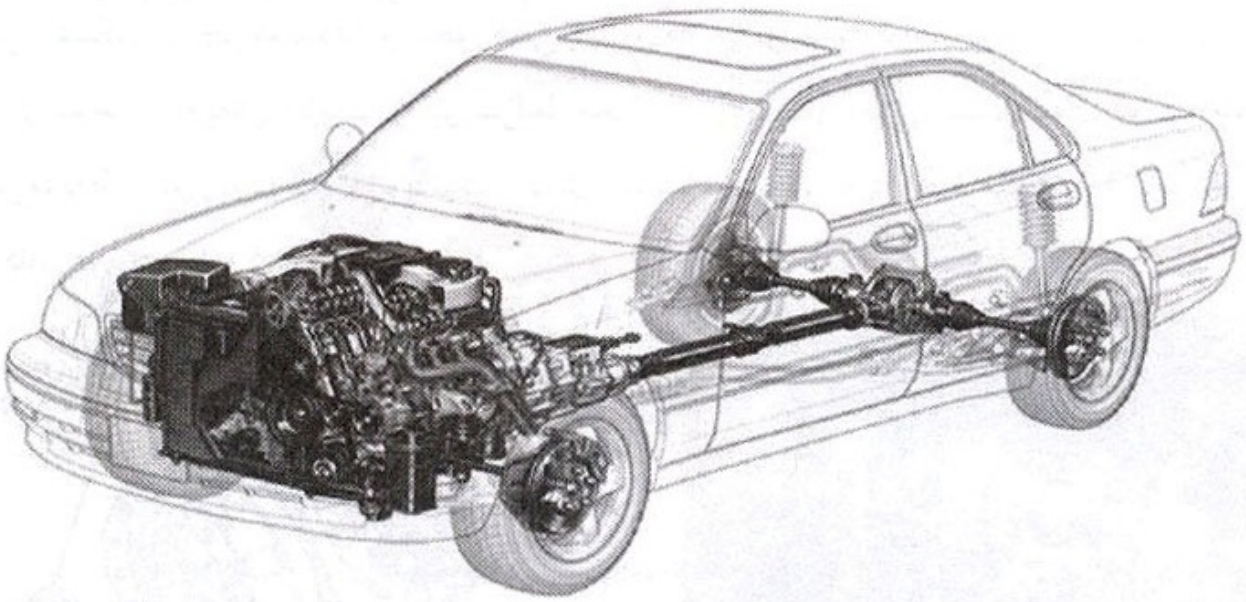
فصل پنجم: گیربکس دستی ۸۹
۵-۱) مقدمه ۸۹
۵-۲) وظایف گیربکس ۹۰
۵-۳) انواع گیربکس ۹۰
۵-۴) معرفی گیربکس دستی و اجزا آن ۹۲
۵-۵) تقسیم‌بندی جعبه دنده‌های دستی ۱۰۲
۵-۶) اساس عملکرد گیربکس دستی سنکرونیزه ۱۰۳
۵-۷) حالت‌های مختلف دنده در گیربکس سنکرونیزه ۱۰۴
۵-۸) جعبه دنده کمکی ۱۰۹
۵-۹) ترانس اکسل ۱۰۹
۵-۱۰) تعیین نسبت دنده در گیربکس ۱۱۰
۵-۱۱) معایب عمده گیربکس ۱۱۵
فصل ششم: گیربکس اتوماتیک ۱۱۷
۶-۱) تاریخچه گیربکس اتوماتیک ۱۱۷
۶-۲) مقدمه گیربکس‌های اتوماتیک ۱۱۸
۶-۳) اجزای اصلی گیربکس اتوماتیک ۱۲۱
۶-۴) آینده گیربکس‌های اتوماتیک ۱۴۵
۶-۵) گیربکس نیمه اتوماتیک (کلاچ دوگانه) ۱۴۷
۶-۶) انتقال قدرت پیوسته (Contious Variable Transmission, CVT) ۱۵۰
۶-۷) گیربکس واریوماتیک (انتقال قدرت تسمه ای) ۱۵۵
۶-۸) گیربکس بورگ وارنر (Borg Warner) ۱۵۶
۶-۹) بازده و میزان مصرف سوخت در انواع گیربکس‌ها ۱۵۹
فصل هفتم: سیستم گرداننده نهایی(گاردان، دیفرانسیل و اکسل) ۱۶۳
۷-۱) مقدمه ۱۶۳
۷-۲) میل گاردان ۱۶۳
۷-۳) دیفرانسیل ۱۶۹
۷-۴) اکسل(Axle) ۱۹۰
۷-۵) اثر اجزا گردان بر سیستم انتقال قدرت و شیب پیمایی ۱۹۳

فصل اول:

مفهوم سیستم انتقال قدرت و دینامیک طولی

۱-۱) اجزاء اصلی سیستم انتقال قدرت

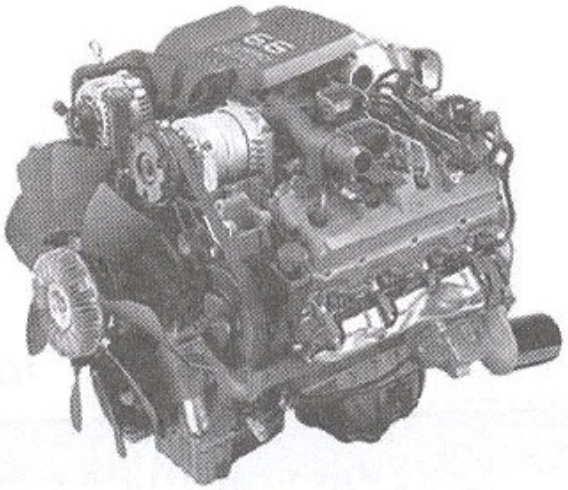
همچنان‌که از اسم این سیستم بر می‌آید وظیفه این سیستم، انتقال و توزیع مناسب گشتاور و دور موتور بین چرخ‌های خودرو می‌باشد. سیستم انتقال قدرت همچنان‌که در شکل (۱-۱) دیده می‌شود شامل موتور، کلاچ، گیربکس، گاردان، دیفرانسیل، اکسل و پلوس است.



شکل (۱-۱): سیستم انتقال قدرت خودرو

۱) موتور:

موتور در واقع منبع تولید توان(دور و گشتاور) در خودرو می‌باشد، که توان لازم برای تأمین حرکت خودرو و غلبه بر نیروهای مقاوم را فراهم می‌آورد وتوان تولیدی توسط موتور، از طریق سایر اجزا سیستم انتقال قدرت به چرخ‌ها منتقل می‌شود. موتور با توجه به وضعیت دریچه گاز می‌تواند دور و گشتاورهای مختلفی را تولید کند.



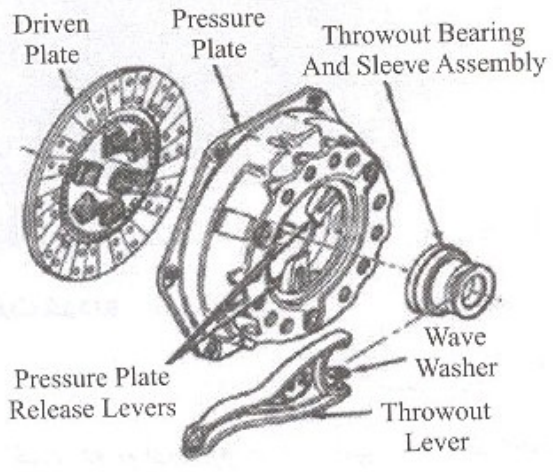
شکل (۱-۲) موتور خودرو

۲) کلاچ:

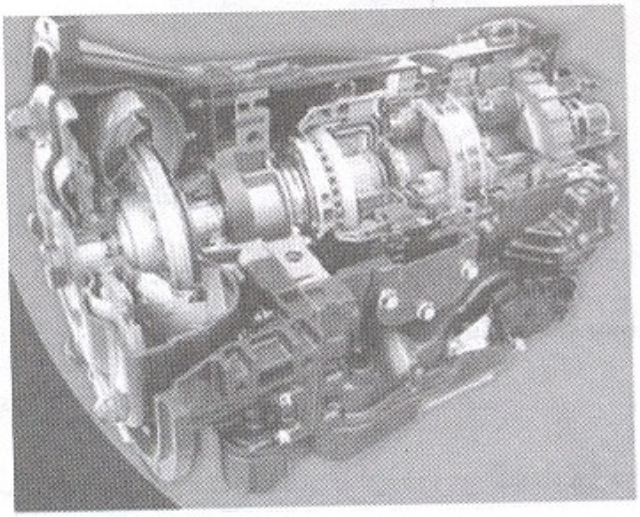
کلاچ وسیله‌ای است که ارتباط موتور با سایر اجزا سیستم انتقال قدرت را قطع و وصل می‌کند و با توجه به این‌که کلاچ به‌صورت اصطکاکی، گشتاور موتور را انتقال می‌دهد، در هنگام وارد شدن شوک به یکی از اجزا سیستم انتقال قدرت دچار لغزش شده و گشتاور را به آرامی منتقل می‌کند. نحوه عملکرد کلاچ به‌طور مفصل در فصل ۲ شرح داده شده‌است.

۳) گیربکس:

گیربکس متشکل از چرخدنده‌ها و محورهایی است که می‌تواند با توجه به نسبت دنده‌های مختلف، گشتاور و سرعت زاویه‌ای مناسب را در شرایط مختلف برای سایر اجزا سیستم انتقال قدرت تنظیم کند. گیربکس‌ها به‌طور کلی به دو دسته اتوماتیک و دستی تقسیم می‌شوند که در فصل‌های ۵ و ٦ نحوه کارکردشان به‌طور کامل توضیح داده شده است.



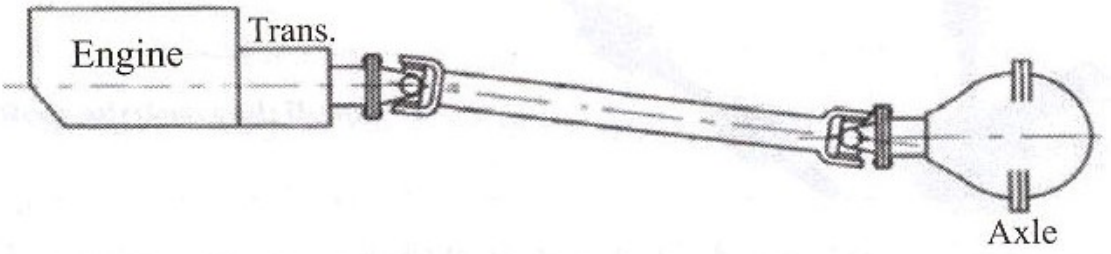
شکل (۱-۳) کلاچ خودرو



شکل (۱-۴) گیربکس

۴) گاردان:

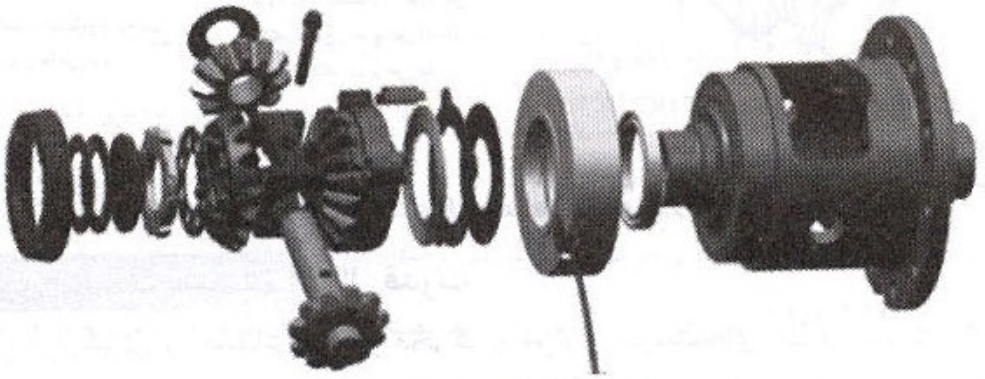
گاردان شفتی می‌باشد که گشتاور پیچشی را از گیربکس به دیفرانسیل انتقال می‌دهد و در مواقعی که بین گیربکس و دیفرانسیل فاصله وجود دارد، نظیر خودروهای موتور جلو، محور محرک عقب، به‌عنوان ارتباط دهنده آن‌ها می‌باشد. با توجه به اتصالاتی که در دو سر میل گاردان وجود دارد، می‌تواند همراه سیستم انتقال قدرت جابه‌جا شود. عملکرد میل گاردان در فصل ۷ توضیح داده می‌شود.



شکل (۱-۵) میل گاردان

۶) دیفرانسیل:

دیفرانسیل یکی از اعضای سیستم انتقال قدرت می‌باشد که بعد از میل گاردان قرار گرفته است، تا گشتاور و دور را به‌نسبت مورد نیاز بین چرخ‌های محرک تقسیم کند. دیفرانسیل شامل چندین چرخدنده و محور می‌باشد که به‌عنوان گرداننده نهایی، گشتاور را افزایش و دور را کاهش می‌دهد. در فصل ۷ نحوه عمل‌کرد، اجزا و انواع دیفرانسیل به‌طور مفصل توضیح داده شده‌است.



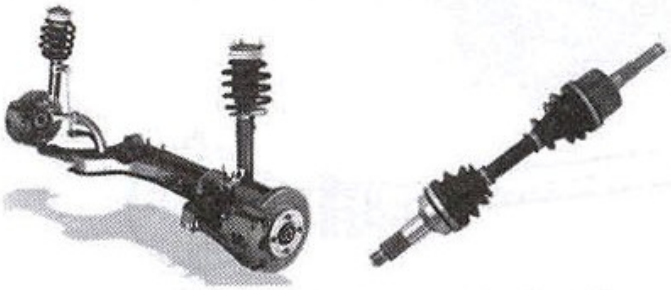
شکل (۱-۷) دیفرانسیل و اجزا آن

۵) اکسل:

اکسل محوری است که چرخ‌ها را به‌همدیگر وصل کرده و بر اساس این‌که به سیستم انتقال قدرت متصل است و یا به‌صورت مجزا می‌باشد، به دو دسته محرک و غیر محرک تقسیم می‌شود. وظیفه اصلی اکسل تحمل بار خودرو و نگه‌داشتن چرخ‌ها بر روی زمین می‌باشد. اکسل به‌طورکلی به دو نوع محرک و غیرمحرک تقسیم می‌شود که در فصل ۷ به آن اشاره می‌شود.

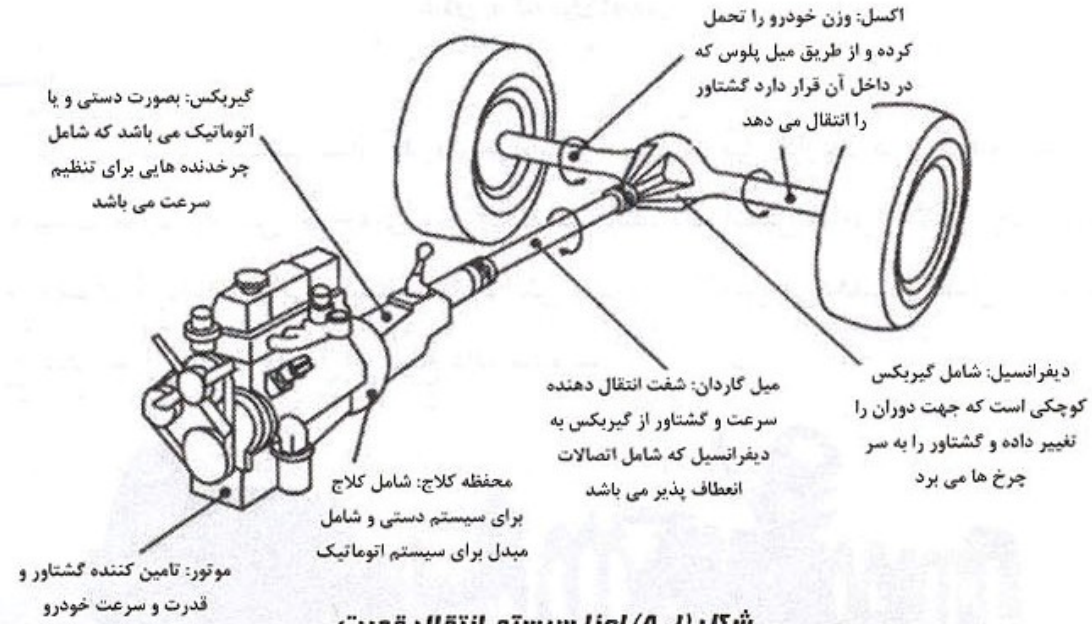
۶) میل پلوس:

یکی دیگر از اجزا سیستم انتقال قدرت، میل پلوس است که به‌عنوان شفت انتقال دهنده‌ی گشتاور پیچشی از دیفرانسیل به چرخ می‌باشد و معمولا به‌صورت کشویی در داخل پوسته اکسل قرار می‌گیرد. میل پلوس‌ها که به نیم شفت نیز معروف می‌باشند در فصل ۷ شرح داده می‌شوند.



شکل (۱-۷) اکسل-میل پلوس و میل گاردان

نحوه قرارگیری و اتصال اجزا سیستم انتقال قدرت در شکل (۱-۸) نشان داده شده است.



شکل (۱-۸) اجزا سیستم انتقال قدرت

۱-۲) آرایش‌های مختلف سیستم انتقال قدرت

با توجه به محل قرارگیری و جانمایی محور محرک و موتور، سیستم‌های انتقال قدرت را می‌توان به چهار دسته کلی تقسیم کرد؛ موتور جلو- محور محرک عقب(FR)، موتور جلو- محور محرک جلو(FF)، موتور عقب - محور محرک جلو(RF) و موتور عقب- محور محرک عقب (RR)

جدول(۱-۱): جانمایی موتور و محور محرک خودرو

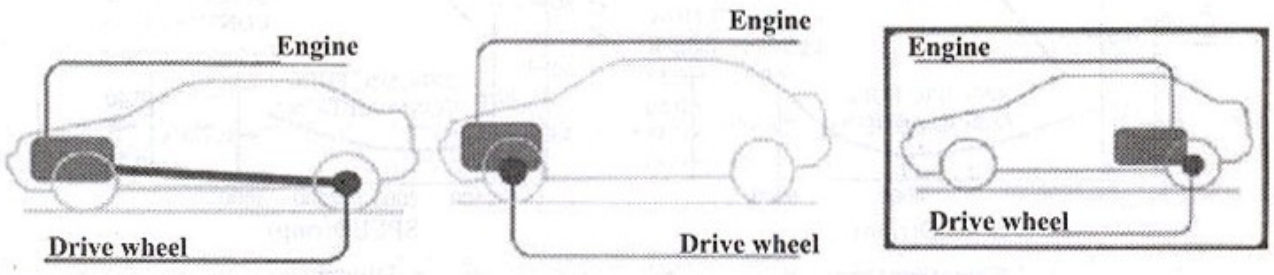
		موقعیت محور محرک	
		جلو (F)	عقب (R)
محل قراگیری موتور	جلو (F)	FF	FR
	عقب (R)	RF	RR

در گذشته از مدل موتور جلو - محور محرک عقب (FR) بیشتر استفاده می‌شد و به‌عنوان مدل استاندارد شناخته شده بود که پایداری نسبتاً خوبی داشته و برای شیب پیمایی نیز مناسب می‌باشد. در خودروهایی مانند پیکان، آردی و وانت این آرایش مورد استفاده قرار می‌گیرد. امروزه اکثر خودروهای سواری مانند، پژو ۲۰۶ و ۴۰۵، پراید و... از مدل موتور جلو، محور محرک جلو (FF) استفاده می‌کنند. از مزایای این سیستم می‌توان به کم حجم بودن و وزن کم، کنترل راحت‌تر سر و صدا و حرارت ناشی از موتور و دیفرانسیل، پایداری بالای خودرو و مقرون به‌صرفه بودن این مدل از لحاظ اقتصادی اشاره کرد؛ هر چند که این خودروها نسبت به مدل FR شیب پیمایی ضعیف‌تری دارند. در آرایش FF با توجه به این‌که موتور و چرخ‌های محرک هر دو در کنار هم و در قسمت جلو می‌باشند، بنابراین نیازی به میل گاردان به‌عنوان محور اتصال دهنده موتور و محور محرک نخواهد بود. این اتصال مستقیم، بین محور محرک و موتور باعث کاهش جرم و اینرسی دوار سیستم در خودروهای FF شده و در نتیجه مدل‌های FF نسبت به مدل‌های FR مصرف سوخت کمتری دارند. همچنین در مدل FF با توجه به یکپارچگی سیستم موتور و انتقال قدرت، مانند مدل FR نیازی نیست که فضایی برای دیفرانسیل و محور انتقال (گاردان) در نظر گرفته شود و در نتیجه فضای داخلی خودرو افزایش می‌یابد.

بر خلاف مدل FR که موتور به‌صورت طولی نصب می‌شود، در مدل FF موتور به‌صورت عرضی نصب می‌گردد. بنابراین مدل FF نسبت به مدل FR در خودروهای کوچکتر استفاده می‌شود و به‌خاطر همین در بعضی از خودروهای اسپورت و اعیانی که نیاز به موتور بزرگتر و قوی‌تر دارند مدل FR ترجیح داده می‌شود. با توجه به توزیع و انتقال وزن خودرو، مدل های FF در جاده‌های لغزنده (برفی و خیس) نسبت به مدل FR برتری دارند ولی همچنان‌که اشاره شد مدل FR در شیب پیمایی بهتر عمل می‌کند.

از آرایش موتور عقب - محور محرک عقب (RR) و همچنین موتور عقب - محور محرک جلو (RF) به ندرت و تنها در ماشین‌های خاص استفاده می‌شود.

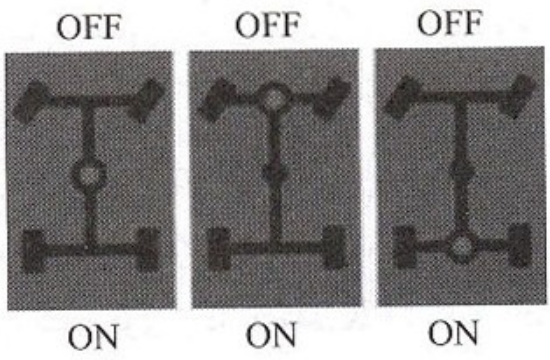
آرایش دیگری نیز وجود دارد که در آن موتور تقریباً در وسط قرار گرفته و محور محرک در عقب یا جلو قرار می‌گیرد که به آن (MR/MF) می‌گویند. مهمترین مشخصه این مدل توزیع مناسب وزن خودرو می‌باشد ولی با توجه به این‌که موتور در وسط خودرو قرار می‌گیرد، فضای داخلی خودرو را کاهش می‌دهد؛ این مدل در خودروهای سواری به‌ندرت مورد استفاده قرار می‌گیرد.



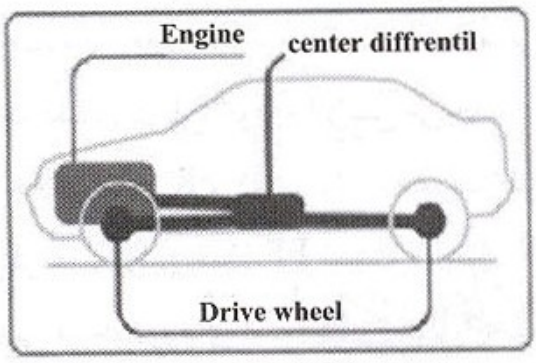
شکل (۱-۹) انواع آرایش خودرو

در خودروهایی که نیاز به قدرت بیشتری دارند لازم است که هر دو محور، محرک باشند و هر دو محور از طریق سیستم انتقال قدرت به موتور وصل شده تا هر چهار چرخ محرک شوند، که به این مدل چهار چرخ محرک 4WD(4Wheel Drive) گفته می‌شود. در این حالت هر دو محور دارای دیفرانسیل می‌باشند و معمولاً دیفرانسیل جلو نسبت به دیفرانسیل عقب کوچکتر است. این آرایش قابلیت تبدیل به سیستم دو چرخ محرک (2WD) را نیز دارد و بیشتر در خودروهای بیابانی (SUV) که نیاز به قدرت بالاتری داشته و یا در شرایط جاده‌ای لغزش زیادی دارند، مورد استفاده قرار می‌گیرند. از جمله این خودروها در بازار داخل می‌توان به هیوندای سانتافه اشاره کرد.

نوع دیگری از مدل چهار چرخ محرک AWD (All Wheel Drive) می‌باشد که همواره هر چهار چرخ محرک می‌باشند و برای جهت‌یابی و کنترل مناسب خودرو در لغزش‌های شدید مورد استفاده قرار می‌گیرند. این مدل نسبت به مدل‌های قبلی پیچیده‌تر و گران‌تر بوده و بیشتر در خودروهای تجاری و نظامی مورد استفاده قرار می‌گیرد.



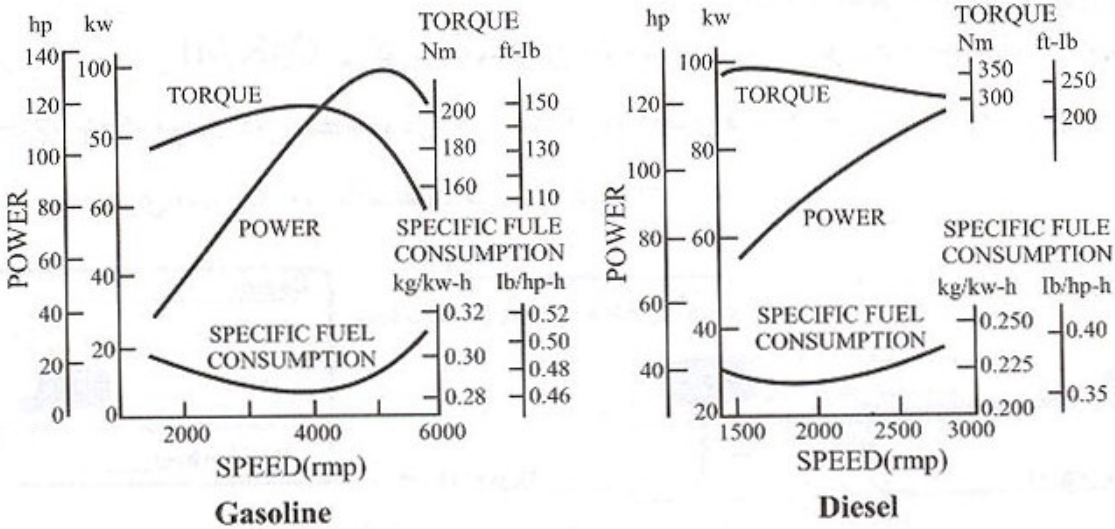
شکل (۱-۱۰) آرایش 4WD خودرو



شکل (۱-۱۱) آرایش AWD خودرو

۱-۳) منحنی مشخصه موتور

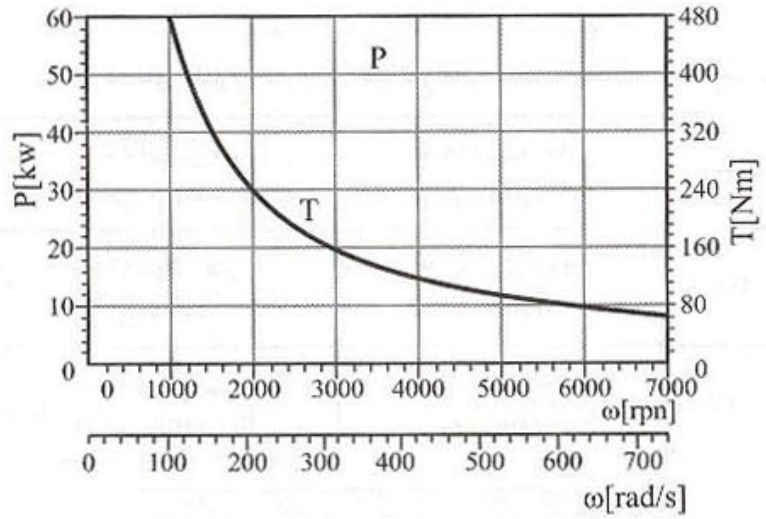
موتورها بر اساس منحنی‌های مشخصه گشتاور و توان که خود به‌صورت تابعی از دور موتور می‌باشند، معرفی می‌شوند. در شکل (۱-۱۲) منحنی مشخصه موتورهای دیزل و بنزین که کاربرد بیشتری در صنعت خودرو دارند نشان داده شده است.



شکل (۱-۱۲) منحنی مشخصه موتورهای دیزل و بنزین

با توجه به شکل (۱-۱۲) موتورهای دیزل در مقایسه با موتورهای بنزینی، منحنی گشتاور صاف‌تر و یکنواخت‌تری داشته و در این موتورها با کاهش سرعت، گشتاور افزایش می‌یابد، این موتورها بیشتر در خودروهای سنگین و تجاری استفاده می‌شوند، تا با تغییر سرعت، گشتاور آن‌ها چندان تغییر نکند. همچنین این موتورها نسبت به موتورهای بنزینی در حالت کلی بازده بالاتری دارند.

امروزه با توجه به اهمیت کاهش آلایندگی در خودرو از موتورهای الکتریکی که دارای توان ثابت و بالایی می‌باشند، به‌صورت تحقیقاتی استفاده می‌شود. منحنی مشخصه این موتورها همچنان‌که در شکل (۱-۱۳) نشان داده است، دارای گشتاور ثابت با مقدار بالا می‌باشد. این موتورها بدون توجه به دور موتور، توان ثابتی را تولید می‌کنند، ولی گشتاورشان با افزایش دور کاهش می‌یابد، بنابراین حتی می‌توان آن‌ها را بدون گیربکس به‌کار برد.



شکل (۱-۱۳) منحنی مشخصه موتور الکتریکی

یکی از مشخصه‌های اصلی موتور، گشتاور تولیدی آن می‌باشد که واحد آن نیوتن - متر (N.m) است و با استفاده از دینامومتر می‌توان آن را اندازه گرفت. مشخصه دیگر موتور، توان می‌باشد که واحد آن وات (W) می‌باشد. توان بیشتر بر اساس واحد تجاری آن یعنی اسب بخار بیان می‌گردد که با استفاده از رابطه (۱-۱) می‌توان آن‌را به وات تبدیل کرد.

$$1hp=745.7W \qquad (۱-۱)$$

رابطه بین مشخصه‌های موتور، توان و گشتاور نیز به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$P=T\omega \qquad (۱-۲)$$

که در رابطه (۱-۲)، ω سرعت زاویه‌ای بر حسب رادیان بر ثانیه، T گشتاور بر حسب نیوتن متر و P توان بر حسب وات می‌باشد.

بر اساس رابطه (۱-۲) و منحنی مشخصه موتور واضح است که یک توان مشخص تولید شده در موتور می‌تواند دارای گشتاور زیاد و دور کم باشد و یا اینکه دارای گشتاور کم و دور زیاد باشد. باید توجه داشت

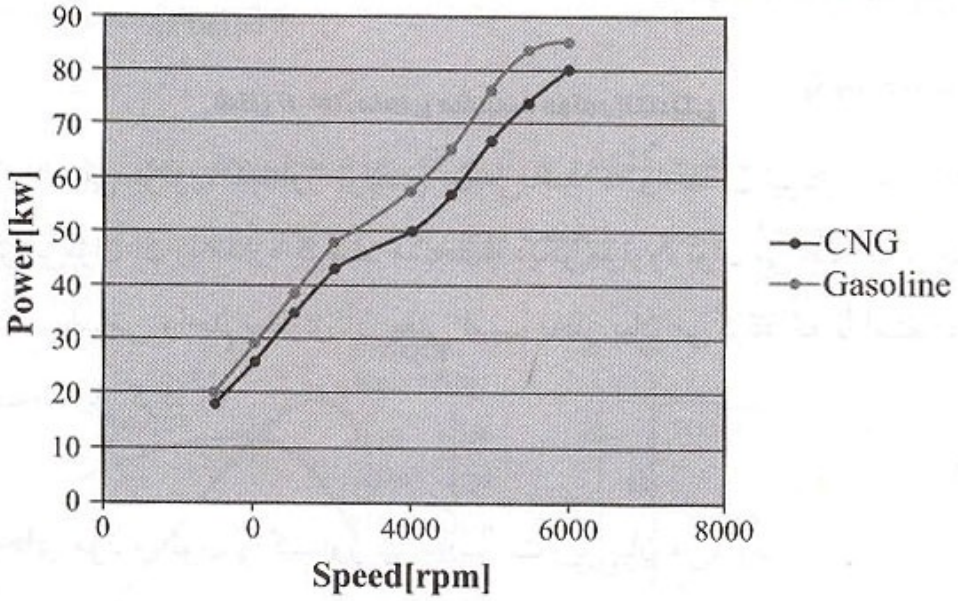
که با افزایش دور موتور گشتاور و توان موتور زیاد می‌شوند. ولی این اتفاق تنها تا دورمشخصی رخ می‌دهد و بعد از آن با افزایش دور، ممکن است توان باز هم افزایش یابد ولی گشتاور کاهش می‌یابد.

دور موتوری که در آن بیشترین گشتاور حاصل می‌شود، دور موتور بهینه می‌گویند که در این دور با کمترین مصرف سوخت بیشترین توان را می‌توان تولید کرد.

در ادامه منحنی مشخصه موتور ملی در شکل (۱-۱٤) نشان داده شده و به عنوان مثالی از موتور خودروهای استفاده شده در داخل ایران می‌توان مشخصات موتور سه خودرو هیوندا سانتافه، ۲۰٦ تیپ ۲ و روآ را با هم مقایسه کرد که به‌طور خلاصه در جدول (۱-۲) نشان داده شده است.

جدول ۱-۲: مقایسه موتور خودروهای سانتافه، روآ و ۲۰۶ تیپ ۲

	نام موتور	حداکثر قدرت (اسب بخار))	حداکثر گشتاور (نیوتن متر)	حجم موتور (cc)
سانتافه	DOHC	۱۸۸ اسب بخار در دور ۶۰۰۰rpm	۲۸۴.۴نیوتن متر در دور ۴۰۰۰rmp	۲۷۰۰cc
روآ	OHV	۸۰.۴ اسب بخار در دور ۵۰۰۰rpm	۱۳۵ نیوتن متر در دور ۳۰۰۰rpm	۱۶۰۰cc
۲۰۶ (تیپ ۲)	TU۳A	۷۵ اسب بخار در دور ۵۵۰۰rpm	۱۱۸ نیوتن متر در دور ۳۰۰۰rpm	۱۴۰۰cc



شکل (۱-۱۴) منحنی مشخصه موتور ملی

۱-۴) نیروهای طولی خودرو (Longitudinal Forces)

۱-۴-۱) نیروی رانش (Traction Force)

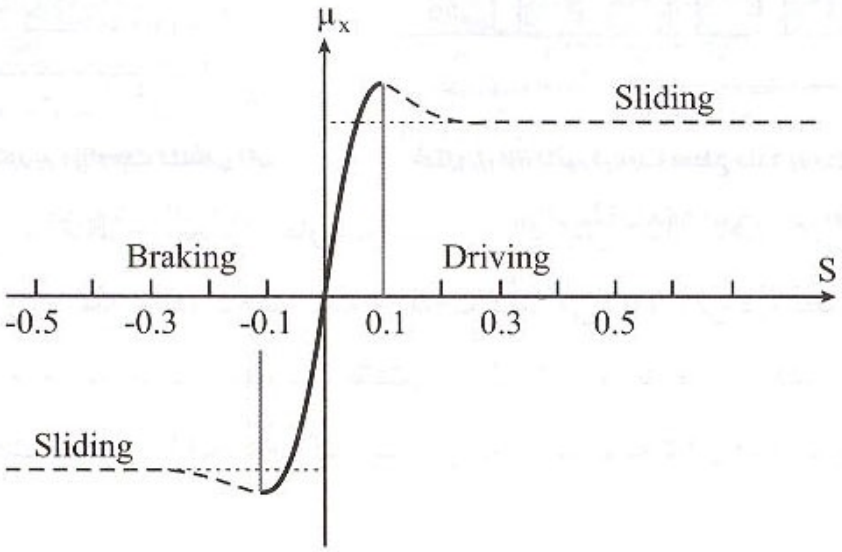
نرخ لغزش طولی تایر عبارتست از:

$$S = 1 - \frac{R\omega}{V} \qquad (۱-۳)$$

که در رابطه (۱-۳)، R شعاع چرخ بر حسب متر، ω سرعت زاویه‌ای چرخ بر حسب یک بر ثانیه و V سرعت طولی خودرو بر حسب متر بر ثانیه می‌باشد. نرخ لغزش برای حالت شتاب‌گیری مثبت و برای ترمزگیری منفی در نظر گرفته می‌شود. برای شتاب‌گیری و ترمزگیری خودرو، در راستای طولی باید بین سطح جاده و تایر لغزش وجود داشته باشد تا نیروی طولی به تایر وارد شود، که می‌توان این نیروی طولی را از رابطه (۱-٤) بدست آورد:

$$F_x = \mu_s . W \qquad (۱-٤)$$

که W وزن موثر خودرو بر حسب نیوتن و μ_S ضریب اصطکاک جاده می‌باشد و همچنان‌که در شکل (۱-۱۵) نشان داده شده است به‌صورت تابعی از لغزش (S) بیان می‌گردد.



شکل (۱-۱۵) منحنی ضریب اصطکاک جاده (μ) بر حسب لغزش (s)

مقدار μ کاملاً به‌وضعیت جاده بستگی داشته و به‌عنوان مثال در جاده‌های آسفالت در حالت خشک 0.9 و در جاده‌های یخی و لغزنده 0.1 می‌باشد.

نیروهای مقاوم در مقابل حرکت خودرو را می‌توان به سه دسته عمده تقسیم کرد:

۱-۴-۲) نیروهای مقاوم غلتشی (Rolling Resistance)

منبع اول و اصلی ایجاد این نیروی مقاوم، اصطکاک سطح جاده با تایر و تغییر شکل تایر در تماس با جاده می‌باشد و منبع دوم ایجاد آن اصطکاک یاتاقان‌های چرخ و روغن نشست بندها و همچنین حرکت روغن در داخل سیستم انتقال قدرت می‌باشد که به‌صورت کلی می‌توان رابطه زیر را برای مقاومت غلتشی داشته باشیم:

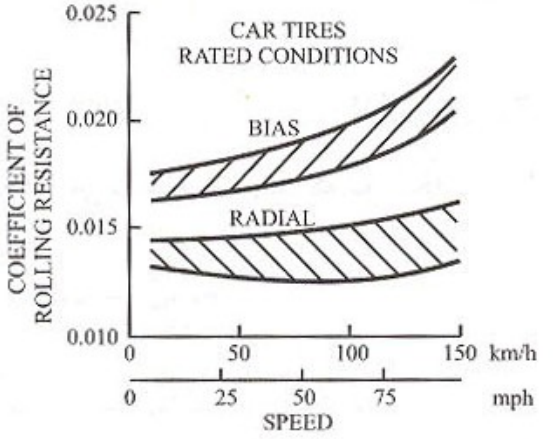
$$R_R = f_r W \qquad (۱-۵)$$

که W وزن خودرو بر حسب نیوتن بوده و f_r ضریب مقاومت غلتشی می‌باشد که بر اساس شرایط مختلف می‌تواند تغییر کند.

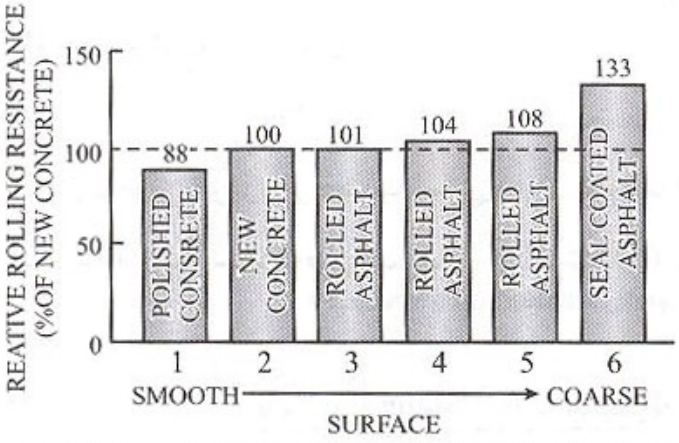
عوامل موثر بر روی مقاومت غلتشی را می‌توان به‌صورت زیر دسته‌بندی کرد:

۱- نوع ساختمان تایر: با توجه به شکل (۱-۱۶) تایر رادیال (Radial)، مقاومت غلتشی کمتری نسبت به تایر بایاس (Bias) داشته و باعث کاهش مصرف سوخت می‌گردد.

۲- نوع سطح جاده: در سطوح سخت و صاف مقاومت غلتشی نسبت به سطوح نرم کمتر می‌باشد. همچنین سطوح خیس مقاومت غلتشی بالاتری نسبت به سطوح خشک دارند.



شکل(۱-۱۷) تأثیر ساختمان تایر بر مقاومت غلتشی تایر

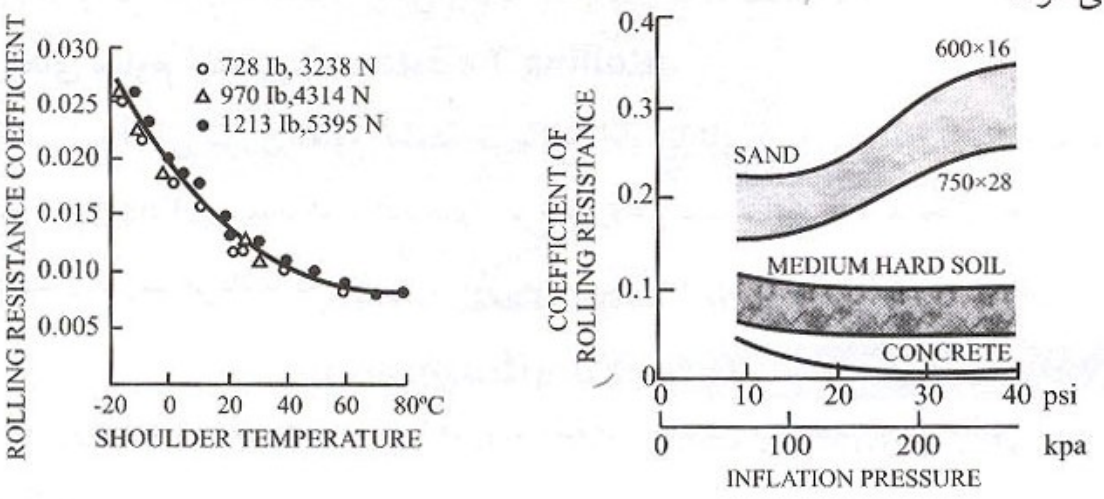


شکل (۱-۱۷) تأثیر کیفیت سطح جاده بر روی مقاومت غلتشی تایر

۳- فشار داخلی تایر: در سطوح سخت، مقاومت غلتشی با افزایش فشار کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش فشار تغییر شکل تایر روی سطح جاده کاهش یافته و تلفات کمتر می‌گردد. ولی در سطوح نرم (مانند سطوح شنی) فشار بالای تایر منجر به افزایش مقاومت غلتشی می‌گردد، زیرا با افزایش فشار، نفوذ تایر در سطح جاده بیشتر شده و تلفات بیشتری را ایجاد می‌کند. بنابراین یک حد بهینه برای فشار تایر در شرایط مختلف در نظر می‌گیرند.

٤- سرعت رانندگی: افزایش سرعت باعث افزایش مقاومت غلتشی شده و برای هر تایر با توجه به مشخصاتش یک حد سرعت در نظر گرفته می‌شود که در اثر عبور از این سرعت، تایر می‌ترکد.

۵- درجه حرارت: با افزایش دمای تایر، مقاومت غلتشی کاهش می‌یابد زیرا تایر نرم‌تر شده و تغییر شکل آن بیشتر می‌شود.



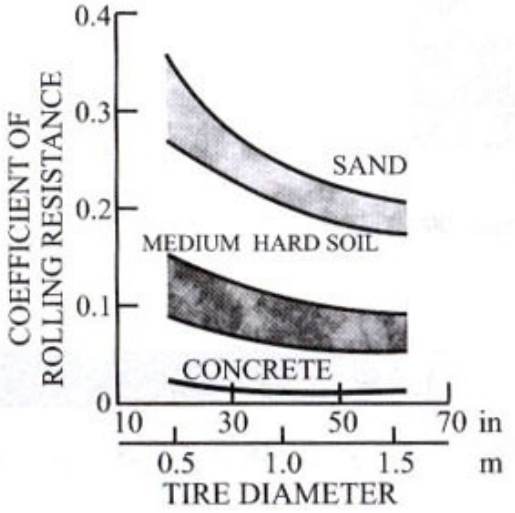
شکل (۱-۱۸) تأثیر فشار و درجه حرارت بر روی مقاومت غلتشی تایر

٦- نیروی رانشی یا ترمزی: با افزایش این نیروها همان‌گونه که در شکل (۱-۱۹) دیده می‌شود، نیروی

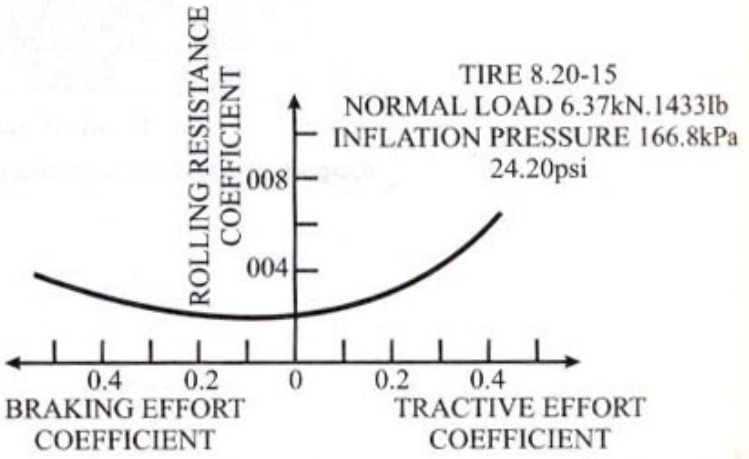
مقاومت غلتشی افزایش می‌یابد.

۷- **قطر تایر:** با فرض یکسان بودن گشتاور اعمالی سرچرخ‌ها و رابطه (۱-٦) می‌توان فهمید که با افزایش قطر تایر، مقاومت غلتشی کمتر می‌گردد.

$$T = F.R \Rightarrow R \uparrow \rightarrow F \downarrow \qquad (٦-١)$$



(۱-۲۰) تاثیر قطر تایر بر مقامت غلتشی تایر



(۱-۱۹) تاثیر نیروی رانشی بر مقاومت غلتشی تایر

۱-۴-۳) نیروی مقاوم هوایی (آیرو دینامیک)

مقاومت آیرودینامیکی ناشی از نیروی باد است که به‌سرعت باد نسبت به خودرو، سطح جلویی خودرو، شکل آیرودینامیکی خودرو و همچنین جهت باد بستگی دارد. می‌توان نیروی مقاوم آیرودینامیکی را از رابطه زیر بدست آورد:

$$R_a = \frac{\rho}{2} C_D A_f V_r^2 \qquad (٧-١)$$

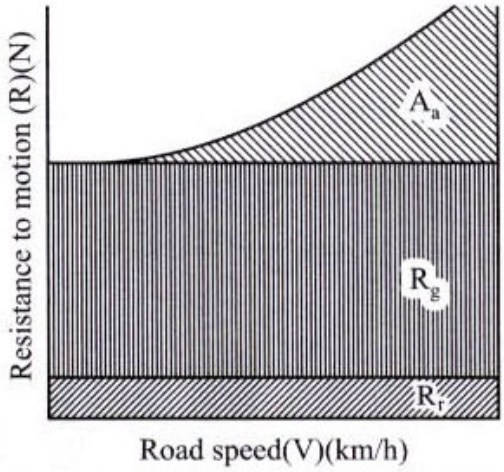
که در رابطه (۱-۷) ρ چگالی هوا بر حسب kg/m^3، C_D ضریب درگ آیرودینامیکی که بستگی به شکل آیرودینامیکی خودرو دارد، A_f سطح جلویی خودرو بر حسب m^2، V_r سرعت خودرو نسبت به باد می باشد که بر حسب $\frac{m}{s}$ بوده و نهایتاً R_a نیروی مقاوم آیرودینامیکی می‌باشد که بر حسب نیوتن (N) بدست می‌آید.

۱-۴-۴) نیروی مقاوم شیب جاده (Gradiant Resistaence)

این نیروی مقاوم ناشی از حرکت خودرو بر روی شیب و ناشی از وزن خودرو می‌باشد. این مقدار ارتباط مستقیم به وزن خودرو و زاویه شیب پیمایی دارد، که از رابطه زیر می‌توان این نیروی مقاوم را بدست آورد:

$$R_g = W \sin\theta \qquad (٨-١)$$

که R_g نیروی مقاوم شیب جاده بر حسب نیوتن، W وزن خودرو بر حسب نیوتن و θ شیب جاده بر حسب درجه می‌باشد.



شکل (۱-۲۱) نمودار نیروهای مقاوم بر حسب سرعت خودرو

۱-۵) معادله حرکت طولی خودرو

معادله کلی حرکت از قانون دوم نیوتن به‌صورت زیر می‌باشد:

$$F_T - (R_g + R_a + R_R) = ma \qquad (۹-۱)$$

که در رابطه (۱-۹) a شتاب خودرو بر حسب متر بر مجذور ثانیه و m جرم کلی خودرو بر حسب کیلوگرم می‌باشد.

برای رسیدن به بالاترین نیروی رانشی در خودرو دو محدودیت وجود دارد:

الف) محدودیت موتور در تولید حداکثر قدرت و انتقال آن به سر چرخ‌ها از طریق سیستم انتقال قدرت (موتور از یک حد بیشتر نمی‌تواند توان تولید کند)

ب) محدودیت حداکثر نیروی قابل تحمل تایر از دیدگاه ضریب اصطکاک جاده با تایر و نیروی عمودی بر روی اکسل محرک (تایر حداکثر نیروی رانشی که می‌تواند تحمل کند برابر است با حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک در وزن اکسل، که اگر نیروی وارد بر تایر بیشتر از این مقدار شود، تایر بکسواد می‌کند)

از میان این دو پارامتر هر کدام که کمتر باشد، بیانگر حداکثر نیروی رانشی خودرو می‌باشد. از دیدگاه اول (موتور) برای نیرو رانشی داریم:

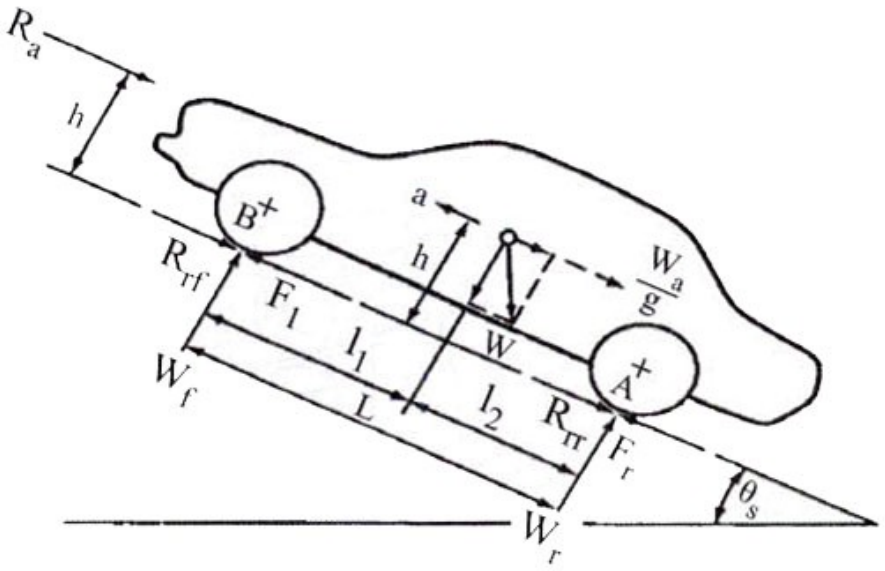
$$F_T = \frac{P}{V} \qquad (۱۰-۱)$$

که P توان موثر موتور بر حسب وات، V سرعت طولی خودرو برحسب متر بر ثانیه و F_T نیروی رانشی بر حسب نیوتن می‌باشد. حال با جاگذاری مقادیر نیروهای مقاوم و مقدار نیروی رانشی در رابطه (۱-۹) داریم:

$$\frac{g}{w}[\frac{p}{v} - (w\sin\theta + \frac{1}{2}\rho C_D V^2 A_f + f_r w)] = a \qquad (۱۱-۱)$$

برای پیدا کردن نیروی رانشی از دیدگاه ضریب اصطکاک و وزن خودرو ابتدا باید بتوانیم بار روی هر اکسل را

محاسبه کنیم. با توجه به شکل (۱-۲۲) می‌توان با گشتاورگیری حول چرخ عقب یا جلو، بار روی هر اکسل را پیدا کرد:



شکل (۱-۲۲) نیروهای وارد برخودرو

$$w_f = \frac{L_2}{L} w\cos\theta_s - \frac{h}{L}(R_a + \frac{aw}{g} + w\sin\theta_s) \qquad (۱۲-۱)$$

$$w_R = \frac{L_1}{L} w\cos\theta_s + \frac{h}{L}(R_a + \frac{aw}{g} + w\sin\theta_s) \qquad (۱۳-۱)$$

در روابط بالا اگر زاویه شیب θ_s کوچک باشد می‌توان به‌جای $\sin\theta_s$ و $\cos\theta_s$ معادل‌های آن به‌ترتیب θ_s و ۱ قرار دارد.

در روابط بالا همچنان که از شکل (۱-۲۲) مشخص است L_1 و L_2 به‌ترتیب فاصله اکسل جلو و عقب از مرکز ثقل خودرو، h ارتفاع مرکز ثقل خودرو از سطح زمین، L طول پایه خودرو، θ_s زاویه شیب جاده و w_R و w_f نیز به ترتیب بار روی اکسل عقب و جلو را در حالت دینامیکی نشان می‌دهند.

پس برای خودرو محور محرک عقب داریم:

$$F_{max} = \mu W_R \qquad (۱۴-۱)$$

و برای خودروی محور محرک جلو داریم:

$$F_{max} = \mu W_f \qquad (۱۵-۱)$$

و برای خودروی هر چهار چرخ محرک داریم:

$$F_{max} = \mu(W_f + W_R) = \mu W \qquad (۱۶-۱)$$

پس با توجه به دو دیدگاه ارائه شده (دیدگاه موتور و دیدگاه ضریب اصطکاک تایر) نیروی رانشی ماکزیمم برابر مقدار کوچکتر این دو دیدگاه خواهد بود.

$$F_{T\,max} = Min(T_e.w_e\,,\ \mu w_{axle}) \qquad (۱۷-۱)$$

مثال (۱-۱):

خودرویی را با مشخصات زیر در نظر بگیرید و حداکثر مقدار شیبی که این خودرو می‌تواند با سرعت ثابت بالا برود را در سه حالت اکسل محرک جلو (FWD) ، اکسل محرک عقب (RWD) و هر چهار چرخ محرک (4WD) محاسبه کنید.

$L_1 = 1.2m$

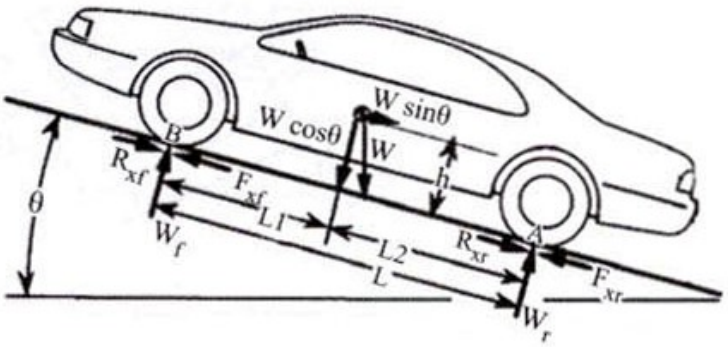
$L_2 = 1.3m$

$h = 0.6m$

$w = 12000N$

$\mu = 0.8$

$f_r = 0.025$



با توجه به این‌که خودرو در شیب پیمایی با سرعت پایین حرکت می‌کند پس می‌توان از نیروی آیرودینامیکی صرف‌نظر کرد.

حال، معادله حرکت طولی خودرو را با توجه به نیروهای نشان داده شده در شکل می‌نویسیم:

۱) RWD عقب محرک:

$$F_T - w\sin\theta - f_r w = 0$$

$$F_T = \mu w_R \ , \ W_R = \frac{L_1}{L} w + \frac{h}{L}(w\theta)$$

$$\Rightarrow \mu[\frac{L_1}{L} w + \frac{h}{L}(w\theta)] - w\theta - f_r w = 0$$

با جاگذاری عددی می‌توان شیب ماکزیمم را بدست آورد:

$$0.8\left[\frac{1.2}{3}12000 + \frac{0.6}{3}(12000\theta)\right] - 12000\theta - 0.025\times 12000 = 0$$

$$340 = 10.80\theta \Rightarrow \theta = 0.35 = 20^{\circ}\,\text{degree}$$

۲) FWD جلو محرک:

$$F_T - w\sin\theta - f_r w = 0$$

$$F_T = \mu w_F \ , \ w_F = \frac{L_2}{L} w\cos\theta - \frac{h}{L} w\sin\theta$$

$$\mu[\frac{L_2}{L} w - \frac{h}{L} w\theta] - w\theta - f_r w = 0$$

با جاگذاری عددی می‌توان شیب ماکزیمم را بدست آورد:

$$0.8[\frac{1.3}{3}12000-\frac{0.6}{3}12000\theta]-12000\theta-0.025\times12000=0$$

$$3860=13920\theta\rightarrow\theta=0.28=16^{\square}$$

۳) 4WD هر چهار چرخ محرک:

$$F_T-w\sin\theta-f_r w=0$$

$$F_T=\mu w$$

$$\mu w\theta-w\sin\theta-f_r w=0$$

$$\mu\cos\theta-\sin\theta=0.025\rightarrow\theta=27^{\square}$$

- دقت شود که در حالت 4WD با توجه به این‌که زاویه شیب زیاد می‌باشد نمی‌توان $\cos\theta=1$ و $\sin\theta=\theta$ را قرار دارد و معادله مثلثاتی را باید حل نمود.

- نکته قابل توجه دیگر در این مسئله این می‌باشد که برای شیب پیمایی همان‌گونه که انتظار داشتیم خودرو 4WD بالاترین شیب را می‌تواند بپیماید و خودروی RWD نیز به نسبت خودروی FWD می‌توانند شیب‌های بالاتری را طی کند.

- در این مسئله نیروی رانشی از دیدگاه موتور بررسی نمی‌شود و فرض بر این است که موتور می‌تواند رانش مورد نیاز را تأمین کند. البته این فرض معقول می‌باشد زیرا در عمل نیز تجربه نشان می‌دهد که در اکثر مواقع موتور توانایی تولید گشتاور مورد نیاز را دارد و معمولاً تایر محدودیت ایجاد می‌کند.

۱-۶) سیستم های پیشرفته کنترلی دینامیک طولی خودرو

در ادامه دو سیستم کنترلی برای انتقال قدرت معرفی می‌شود که در خودروهای جدید به‌کار می‌روند:

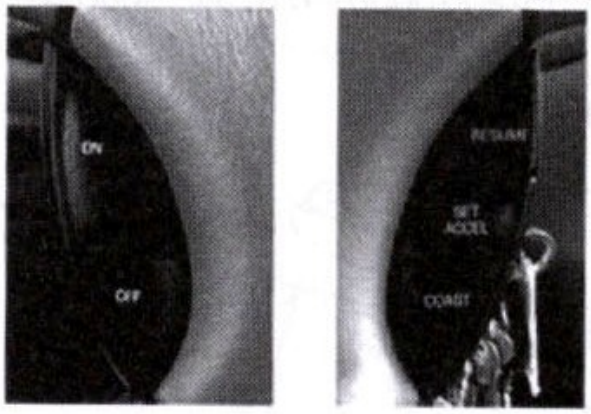
۱- سیستم کروز کنترل ۲- سیستم کنترل نیروی رانشی (کششی)

۱-۶-۱) سیستم کروز کنترل

امروزه استفاده از سیستم‌های رفاهی در خودرو گسترش یافته است. سیستم کروز کنترل علاوه بر ایجاد آسایش در رانندگی و راحتی راننده با توجه به نگه‌داشتن خودرو در سرعت ثابت و حفظ حرکت یکنواخت آن، باعث کاهش مصرف سوخت نیز می‌شود.

این سیستم اولین بار در خودروهای آمریکایی مورد استفاده قرار گرفت که وظیفه آن حفظ خودرو در یک سرعت ثابت و امکان ایجاد رانندگی یکنواخت بود. امّا به مرور و با پیشرفت سیستم‌های کنترلی، سیستم

کروز کنترل همچنان‌که در شکل (۱-۲۳) دیده می‌شود علاوه بر حفظ سرعت و امکان ایجاد رانندگی با سرعت ثابت، برای کاهش یا افزایش شتاب تا سرعت مورد دلخواه نیز به‌کار می‌رود.



شکل (۱-۲۳) کلیدهای سیستم کروز کنترل بر روی فرمان خودرو

۱- شتاب گیری و تنظیم سرعت مطلوب (ACCEL SET)

با فشرده نگه‌داشتن این اهرم، خودرو با شتاب بیشتری حرکت می‌کند. به محض اینکه اهرم آزاد شود، سرعت موجود در حافظه به عنوان سرعت مورد نظر انتخاب می‌شود (تنظیم سرعت). با فشردن دوباره این کلید به مدت کوتاه (در یک لحظه) شتاب خودرو نیز متناسب با آن افزایش خواهد یافت.

۲- کاهش شتاب و تنظیم سرعت مطلوب (COAST)

با فشرده نگه‌داشتن این اهرم، شتاب خودرو کاهش خواهد یافت. به محض آزاد کردن این اهرم، سرعت لحظه‌ای به‌عنوان سرعت مطلوب در حافظه ذخیره خواهد شد (تنظیم سرعت).

۳- قطع و وصل عملکرد سیستم (off / on)

با قرار دادن این کلید در موقعیت off، عملکرد سیستم کنترل سرعت ثابت، غیرفعال می‌شود. سرعت مطلوب ذخیره شده تا زمانی که سوئیچ در حالت off قرار گیرد، معتبر باقی خواهد ماند.

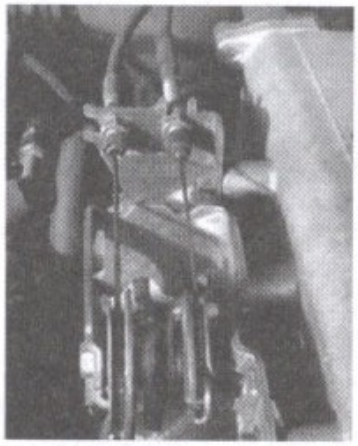
بعضی از خودروها دکمه off / on ندارند و قطع عملکرد سیستم از طریق فشار دادن پدال ترمز انجام شده و با زدن دکمه SETACCEL، سیستم شروع به فعالیت می‌کند.

٤- فعال سازی مجدد (RESUME)

اگر این کلید پس از غیرفعال شدن سیستم کنترل سرعت ثابت فشرده شود، سرعت خودرو مطابق با مقدار ذخیره شده در حافظه، ثابت باقی خواهد ماند.

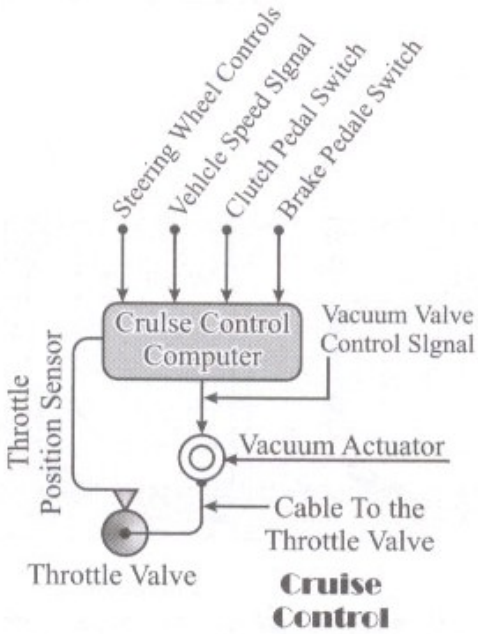
پدال‌های کلاچ و ترمز هر کدام دارای سنسوری می‌باشند که در صورت فشرده شدن هر کدام از آن‌ها سیستم کروز کنترل غیرفعال می‌شود.

سیستم کروز کنترل سرعت خودرو را به‌وسیله تنظیم دریچه گاز ثابت نگه داشته و یا تغییر می‌دهد. همچنان که در شکل (۱-۲٤) نشان داده شده است در دریچه گازهای سیمی، دو سیم برای تنظیم وضعیت دریچه گاز وجود دارند که اولی توسط پدال گاز و دیگری توسط محرک سیستم کروز کنترل فعال می‌شوند.



شکل (۱-۲۴) نحوه عملکرد دریچه گاز با سیستم کروز کنترل

هسته اصلی سیستم کروز کنترل یک کامپیوتر کوچک است که معمولاً در پشت داشبورد قرار می‌گیرد که از طریق چندین سنسور (شکل ۱-۲۵) دریچه گاز را کنترل می‌کند.



شکل (۱-۲۵) سیستم کنترلی کروز کنترل

در ساده‌ترین حالت سیستم کروز کنترل، ابتدا سرعت خودرو اندازه‌گیری می‌شود و سپس اختلاف آن با سرعت مورد نظر راننده محاسبه می‌شود و سپس بر اساس این اختلاف، افزایش و یا کاهش سرعت (تنظیم سزعت) انجام می‌پذیرد.

۱-۶-۲) سیستم کروز کنترل تطبیقی

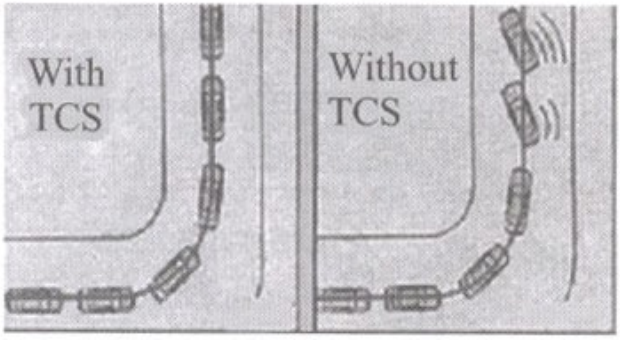
سیستم کروز کنترل بصورت پیشرفته می‌تواند علاوه بر حفظ سرعت، فاصله ایمنی را از موانع موجود در مسیر مقابل خودرو حفظ کند، این تکنولوژی جدید سیستم کروز کنترل تطبیقی نامیده می‌شود که از یک رادار مسیریاب که در جلو خودرو نصب می‌شود استفاده می‌کند. اگر خودروی جلویی سرعت خود را کاهش دهد و یا مانع دیگری توسط رادار تشخیص داده شود سیستم سیگنالی را به سیستم ترمز یا دریچه گاز می‌فرستد تا سرعت را کاهش دهد و هنگامی‌که جاده و مسیر باز شد، خودرو به‌سرعت اولیه خود بازمی‌گردد.

۱-۶-۳) سیستم کنترل کششی Traction Control System (TCS)

هنگام شتاب‌گیری، گشتاور و دور موتور افزایش می‌یابند، اگر سطح جاده قادر به تامین و نگهداری این افزایش گشتاور باشد خودرو بدون هیچ‌گونه محدودیتی شروع به شتاب‌گیری خواهد کرد. ولی اگر گشتاور یکی از چرخ‌های محرک به بالاتر از حداکثر مقدار فیزیکی آن ($F_T = \mu WAxle$)، که در بخش قبلی به عنوان محدودیت تایر به آن اشاره شد) برسد، آن چرخ شروع به لغزش می‌کند. در اثر این لغزش، نیروی موثر کششی سطح جاده کاهش یافته و افت چسبندگی جانبی موجب ناپایداری خودرو می‌شود.

در حالاتی نظیر حالت شتاب‌گیری و دور زدن، عملکرد سیستم TCS به این‌صورت می‌باشد که در چرخ محرکی که در حال لغزش می‌باشد، گشتاور ترمزی اعمال می‌شود و مقدار نیروی رانشی وارد بر آن چرخ را برابر با حداکثر نیروی فیزیکی که سطح جاده می‌تواند تامین کند، قرار می‌دهد.

به‌طور کلی در این سیستم سه نوع سنسور مورد استفاده قرار می‌گیرد که شامل سنسور سرعت سنج خودرو، سنسور دور موتور و سنسور موقعیت پدال گاز است. این سیستم می‌تواند باعث بهبود فرمان پذیری، بهبود پایداری و عملکرد پرقدرت خودرو شود.

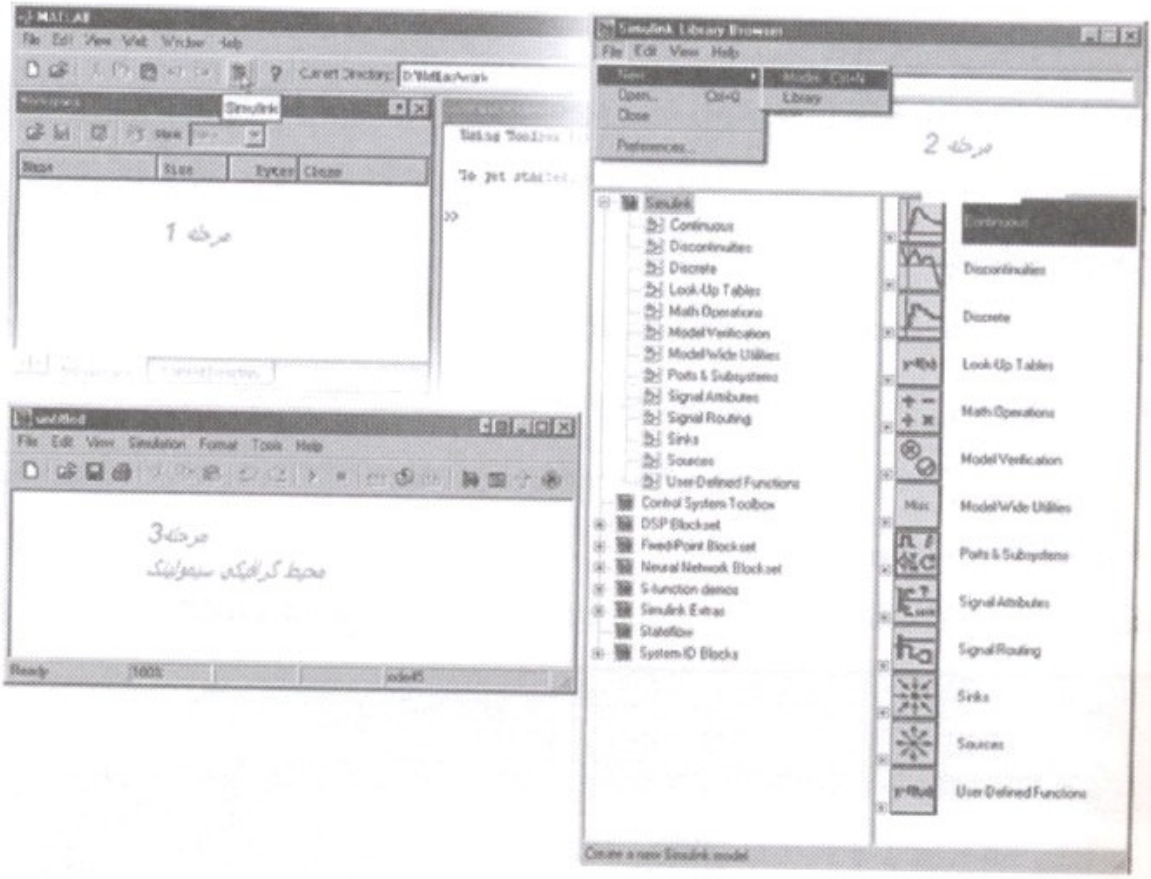


شکل(۱-۲۶) تاثیر عملکرد سیستم TCS در هنگام دور زدن

۱-۷) کاربرد نرم افزار مطلب / سیمولینک

مطلب یکی از زبان‌های برنامه‌نویسی سطح بالا با تمرکز بر روی تکنیک‌های محاسباتی و کنترلی است. این نرم افزار محیطی مناسب برای انجام عملیات‌های ریاضی، ایجاد محیط‌های برنامه نویسی آسان و گرافیکی را به‌طور همزمان فراهم می‌آورد.

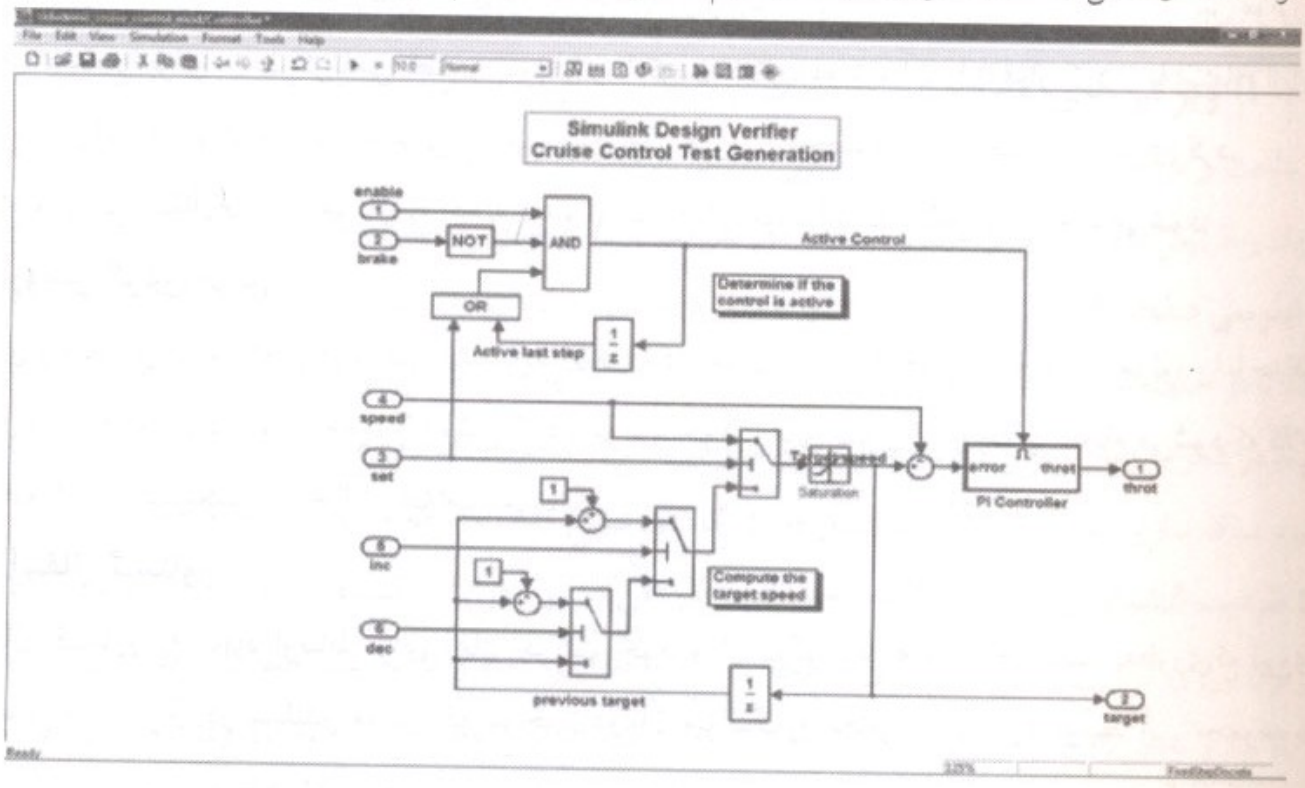
سیمولینک جزء محیط‌های گرافیکی مطلب برای شبیه‌سازی و کنترل انواع سیستم‌های خطی، غیرخطی، پیوسته و گسسته می‌باشد. برای شروع به‌کار سیمولینک در نرم افزار مطلب همچنان‌که در شکل (۱-۲۷) دیده می‌شود گزینه سیمولینک را انتخاب می کنیم، سپس با استفاده از بلوک دیاگرام‌های سیمولینک، سیستم را مدل‌سازی کرده و با تعیین ورودی و خروجی به سیستم و اضافه کردن بلوک‌های کنترلی شبیه‌سازی را بر روی مدل ساخته شده انجام می‌دهیم و در نهایت نتایج را به‌صورت گرافیکی می‌توان مشاهده کرد.



شکل (۱-۲۷) نحوه اجرای سیمولینک در نرم افزار مطلب

مهمترین کاربرد سیمولینک در شبیه‌سازی سیستم‌های کنترلی می‌باشد و سیستم‌های کنترلی مانند TCS و AC را می‌توان با استفاده از این نرم افزار شبیه‌سازی کرد.

به‌عنوان مثال در شکل (۱-۲۸) نمودار بلوک دیاگرام کنترلی برای سیستم کروز کنترل نشان داده شده است.



شکل(۱-۲۸) نمودار بلوک دیاگرامی سیستم کروز کنترل در سیمولینک

فصل دوم:

کلاچ

۲-۱) مشخصات و ویژگی‌های سیستم کلاچ

در بخش انتقال قدرت، سیستم کلاچ به‌عنوان یکی از کلیدی‌ترین مجموعه‌ها مطرح است و عملکرد صحیح آن، تأثیر مستقیم در کارکرد بخش‌های مختلف خودرو و از جمله سیستم انتقال قدرت دارد. کلاچ یک وسیله انتقال نیرو به‌صورت قطع و وصل از موتور به گیربکس است. با کلاچ گرفتن می‌توان ارتباط بین موتور و جعبه دنده را برای مدت کوتاهی قطع و پس از رها کردن کلاچ، دوباره آن را برقرار کرد و با استفاده از این فرآیند از ایجاد شوک و تغییر ناگهانی در سیستم انتقال قدرت به‌خصوص گیربکس جلوگیری کرد.

قطع و وصل انتقال نیرو از موتور به جعبه دنده توسط کلاچ می‌تواند به دلایل زیر انجام می‌شود:

۱) روشن کردن موتور:

برای راه‌اندازی موتور احتراق داخلی ابتدا باید آن‌ها را در حالت بدون بار قرار داد و سپس موتور را با حداقل دور لازم به دوران در آورد. معمولاً روشن کردن موتور خودروهای سواری در حالتی انجام می‌شود که کلاچ گرفته شده و گیربکس در حالت خلاص می‌باشد.

۲) انتقال گشتاور:

انتقال گشتاور یا ایجاد ارتباط برای آغاز حرکت خودرو از دیگر وظایف کلاچ است؛ به‌طوری‌که نیروی حاصل از احتراق در سیلندر موتور که موجب دوران میل‌لنگ و فلایویل می‌شود توسط این مجموعه به گیربکس و سپس چرخ‌ها انتقال می‌یابد. حرکت خودرو از حالت سکون باید به‌نرمی صورت گیرد. بنابراین ارتباط موتور و گیربکس باید به تدریج برقرار شود که این وظیفه مهم را نیز کلاچ به‌عهده دارد.

۳) تعویض دنده و توقف خودرو:

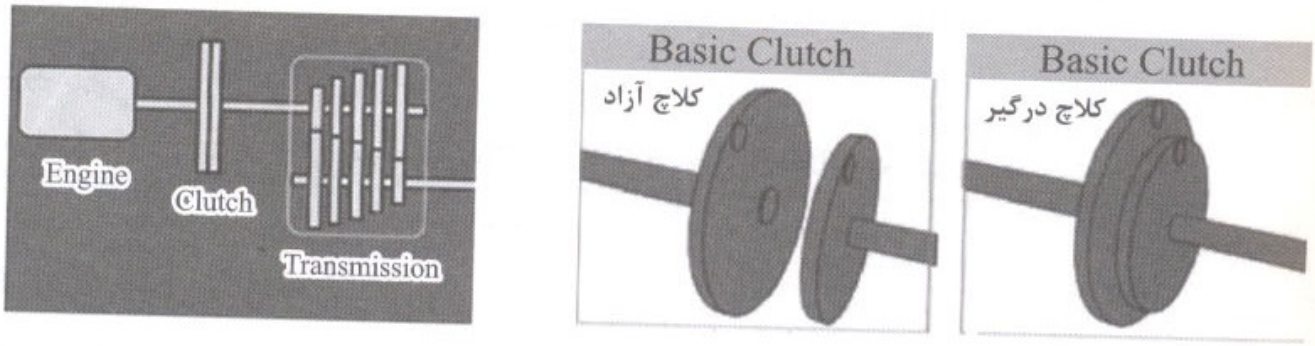
با توجه به تغییرات سرعت در خودرو و در نتیجه تغییر در گشتاور، می‌توان با استفاده از کلاچ گیری گشتاور انتقالی به خودرو را قطع یا وصل نمود تا تعویض دنده و در نتیجه تغییر دور و گشتاور مورد نظر انجام پذیرد.

۴) گرفتن ضربه و شوک:

نوسان پدال گاز در شرایط مختلف کاری باعث ایجاد اختلاف دوران و گشتاور بین موتور و گیربکس شده و ضربه یا شوک تولید می‌کند؛ خنثی‌سازی این ضربات را نیز سیستم کلاچ انجام می‌دهد، زیرا در صورت انتقال ضربه، علاوه بر اتلاف توان، سایر بخش‌های سیستم انتقال قدرت دچار لقی و یا شکست می‌شوند.

۵) حرکت آرام به‌صورت نیم کلاچ:

گاهی اوقات نیاز است یک قطع ارتباط ناقص (نیم کلاچ) انجام گیرد تا خودرو بتواند به آرامی حرکت کند و با استفاده از کلاچ از انتقال بارهای زیاد و به‌صورت لحظه‌ای به موتور و گیربکس جلوگیری شود.



شکل (۲-۱) نحوه درگیری و رها شدن کلاچ

۲-۱-۱) ویژگی‌های کلاچ

در ساخت و طراحی سیستم کلاچ سه پارامتر اینرسی صفحه گردان، ظرفیت گشتاوری انتقال یافته به صفحه گردان و افزایش دمای سیستم کلاچ بسیار حائز اهمیت بوده و همواره باید مدنظر قرار بگیرند.

۱) اینرسی صفحه گردان: برای اینکه کلاچ عملکرد مناسبی داشته باشد، صفحه گردان باید تا اندازه‌ای سبک باشد تا در حالت غیر درگیر کمترین چرخش را داشته باشد (تنها چرخش ناشی از فلایویل را داشته باشد)، تا بتواند در کمترین زمان ممکن همسان‌سازی سرعت گیربکس و موتور را انجام دهد، و سایش و سر و صدا ایجاد نشود. سبک سازی صفحه کلاچ می‌تواند از طریق کاهش شعاع و جرم صفحه چرخان انجام گیرد.

۲) ظرفیت گشتاوری انتقال یافته به صفحه گردان: برای افزایش گشتاور انتقال یافته توسط کلاچ می‌توان نیروی فشاری ناشی از فنرهای صفحه گردان را افزایش داده و یا ضریب اصطکاک لنت‌های تماسی را بالا برد و یا این‌که قطر صفحه گردان را افزایش داد. البته افزایش قطر با توجه به بالا رفتن اینرسی صفحه گردان، افزایش حجم و ایجاد مشکل در جانمایی آن، چندان مورد توجه قرار نمی‌گیرد. کلاچ باید بتواند ۱۵۰ تا ۲۰۰ درصد ماکزیمم گشتاور تولیدی موتور را منتقل کند.

۳) افزایش دمای سیستم کلاچ: با توجه به این‌که در سیستم کلاچ، سایش در سرعت‌های بالا به‌صورت اصطکاکی انجام می‌شود پس افزایش دمای سیستم کلاچ ناگزیر اتفاق می‌افتد و به‌همین خاطر در انتخاب جنس کلاچ و ساخت و نصب آن باید به خنک‌کاری کلاچ توجه زیادی نمود و مقاومت لازم در برابر دماهای بالا را ایجاد کرد.

به‌طور کلی یک کلاچ مناسب باید شرایط زیر را داشته باشد:

۱) امکان انتقال قدرت مطمئن را فراهم آورد.

۲) حرکت بدون لرزش و شوک خودرو را تأمین کند.

۳) مکانیزم کلاچ باید به‌گونه‌ای باشد تا بتواند عمل قطع و وصل مسیر انتقال قدرت را به‌سرعت انجام دهد.

٤) از لحاظ دینامیکی کاملاً بالانس باشد تا در هنگام چرخش، لرزش نداشته باشد.

۵) حتی الامکان سبک باشد تا به‌راحتی بکار بیافتد.

٦) دارای عمر کاری مناسبی بوده و در صورت نیاز به تعمیر و یا تعویض قطعات، این کار به‌راحتی امکان‌پذیر باشد.

۷) خنک کاری آن به‌راحتی انجام شود تا گرمای ناشی از اصطکاک صفحات را دفع کند.

۲-۱-۲) جنس کلاچ اصطکاکی

با توجه به نحوه عملکرد و خصوصیات کلاچ اصطکاکی، باید جنس آن به‌گونه‌ای انتخاب شود که شرایط زیر را فراهم بیاورد:

- ضریب اصطکاک بالا تحت شرایط مختلف
- توانایی حفظ پارامترهای اصطکاکی در طول مدت عمر مفید خود
- ظرفیت جذب انرژی بالا در مدت زمان کوتاه
- ظرفیت تحمل فشار زیاد تحت بارهای فشاری بالا
- ظرفیت تحمل نیروهای محوری هنگام تعویض دنده
- مقاومت برشی بالا برای انتقال گشتاور موتور
- مقاومت خستگی بالا با قابلیت حفظ پارامترهای اصطکاکی

لنت کلاچ به طور معمول همچنان که در جدول (۲-۱) نیز ارائه شده است از جنس‌های زیر ساخته می‌شود:

- **لنت از کتان بافته (Woven – cotton lining):** به‌صورت تسمه از الیاف کتان ساخته می‌شود که به مواد سمغی آغشته و پلیمریزه می‌گردد. این لنت بیشتر در ماشینهای سنگین به‌کار می‌رود و معمولاً به شکل لول شده تا طول ۱۵ متر عرضه می‌گردد. ضخامت آنها از حدود ۳ میلیمتر تا ۲/۵ میلیمتر و عرض تا ۳۰۰ میلیمتر می‌باشد.

- **لنت‌های بافته از آسبستوس یا پنبه نسوز (Woven – asbestos lining):** به‌همان شیوه لنت کتانی ساخته می‌شود که ممکن است براده‌های فلز نیز داشته باشد به اندازه لنت کتانی انعطاف‌پذیر نیست و در اندازه‌های کوچکتر عرضه می‌شود و همانند لنت‌های کتانی، بیشتر در ماشین‌های سنگین به‌کار می‌رود.
- **لنتهای آسبستوس قالبگیری شده (Molded asbestos lining):** از رشته‌های آسبستوس و مواد بهبود دهنده مالش مانند پلمیرهای گرما سخت **(Thermoset)** همراه با گرما ساخته می‌شود که برای شکل‌گیری صلب یا نیمه صلب، آن را در قالب می‌سازند. بالشتک‌های آسبستوس قالبی، مانند لنت‌های قالبی هستند ولی بدون انعطاف‌پذیری می‌باشند که هم برای کلاچ‌ها و ترمزها به‌کار می‌روند.
- **بالشتک‌های فلزی پودر فلز مذاب (Sintered – metal pads):** از مخلوط ذرات مس و یا آهن با بهینه‌سازی مالشی، که با فشار زیاد قالبگیری و در گرمای زیاد فلز را ذوب می‌کنند. این بالشتک‌ها برای کارهای سنگین در کلاچ و ترمز به‌کار می‌روند.
- **بالشتکهای آلیاژ تیتانیم(Cermet pads):** مانند بالشتک‌های پودر فلزی است که مقداری سرامیک نیز به‌همراه دارند.

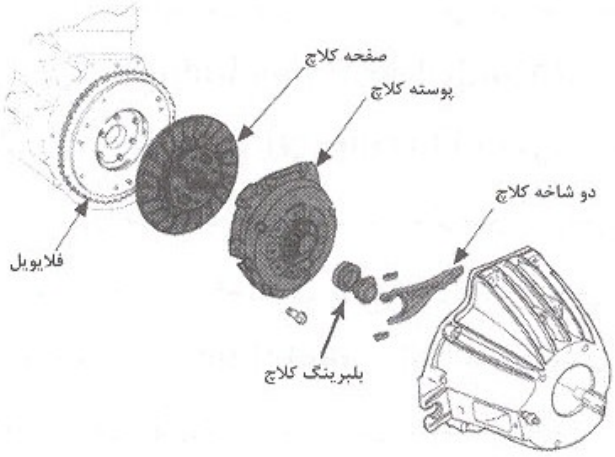
جدول ۲-۱: جنس کلاچهای اصطکاکی

جنس	ضریب مالش		بیشترین دما		بیشترین فشار	
	تر	خشک	°F	°C	psi	kpa
چدن روی چدن	0/05	0/15-0/20	600	320	150-250	1000-1750
پودر فلز روی چدن	0/05-0/01	0/1-0/4	1000	540	150	1000
پودر فلز روی فولاد	0/05-0/01	0/1-0/3	1000	540	300	2100
چوب روی فولاد یا چدن	0/16	0/2-0/35	300	150	60-90	400-620
چرم روی فولاد یا چدن	0/12	0/3-0/5	200	100	10-40	70-280
چوب پنبه روی چدن	0/25-0/15	0/3-0/5	200	100	8-14	50-100
نمد روی فولاد یا چدن	0/18	0/22	280	140	5-10	35-70
آسبستوس بافته روی چدن	0/1 -0/2	0/3-0/6	300-500	175-260	50-100	350-700
آسبستوس قالبی روی چدن	0/12 -0/08	0/2-0/5	500	260	50-150	350-1000
آسبستوس فلزی روی فولاد	0/12	0/32	500-750	260-400	150	1000
گرافیت کربنی روی فولاد	0/1 -0/05	0/25	700-1000	370-540	300	2100

۲-۲) اجزا سیستم کلاچ

در هنگام کلاچ‌گیری، راننده از طریق پدال کلاچ نیرویی را اعمال می‌کند، که این نیرو توسط مکانیزم سیستم کلاچ (مکانیکی، هیدرولیکی و ...) تقویت شده و باعث می‌شود تا دیسک کلاچ (صفحه فشارنده) از چرخ فلایویل که با دور موتور می‌چرخد جدا شود، تا بتوانیم نسبت دنده مناسب را در جعبه دنده انتخاب کنیم و

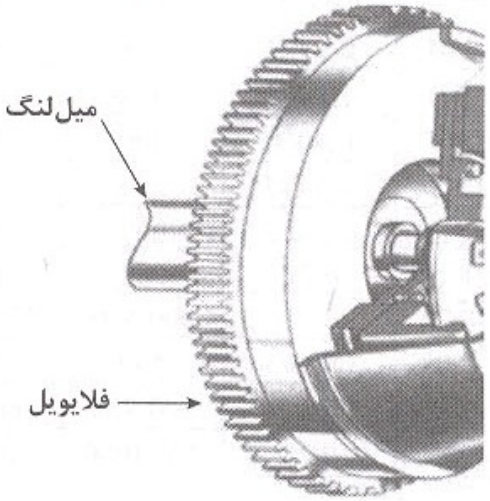
هنگامی‌که راننده پای خود را از کلاچ بر می‌دارد دیسک کلاچ از طریق صفحه کلاچ به فلایویل می‌چسبد تا گشتاور و سرعت موتور را به گیربکس انتقال دهد.



شکل(۲-۲) اجزا کلی سیستم کلاچ

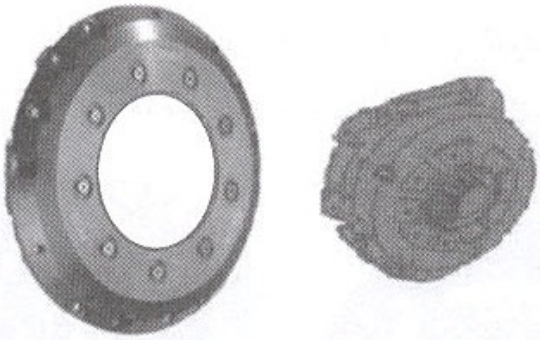
اجزای کلاچ عبارتند از:

۱) فلایویل: صفحه‌ای فولادی، چدنی و یا آلومینیومی می‌باشد که به میل‌لنگ متصل بوده و با دوران موتور می‌چرخد و چون در تماس مستقیم با سیستم کلاچ است این مجموعه را می‌گرداند. فلایویل وزن موتور را بالانس کرده و ارتعاشات آن را می‌گیرد و بر روی آن یک سطح ماشین‌کاری شده برای تماس با دیسک وجود دارد. در محیط بیرونی فلایویل یک دنده قرار دارد که در هنگام عمل استارت، دنده استارت با این دنده درگیر شده و باعث به‌حرکت در آمدن میل لنگ و روشن شدن موتور می‌گردد.



شکل (۲-۳) چرخ فلایویل

۲) پوسته کلاچ: پوسته کلاچ قطعه‌ای می‌باشد که به فلایویل پیچ شده است و سایر قطعات مجموعه کلاچ مانند دیسک، فنر و صفحه کلاچ درون آن قرار می‌گیرند. پوسته کلاچ از آن‌جا که به فلایویل پیچ شده‌است و همراه با آن دوران می‌کند، باید به خوبی بالانس باشد. پوسته کلاچ با استفاده از فنرهایی که در داخل آن قرار دارد نیرویی بر دیسک وارد کرده و باعث فشردن صفحه کلاچ بر روی فلایویل و انتقال گشتاور می‌شود. از طرف دیگر با کاهش و قطع نیرو بر روی دیسک، امکان قطع ارتباط موتور و گیربکس را فراهم می‌آورد.

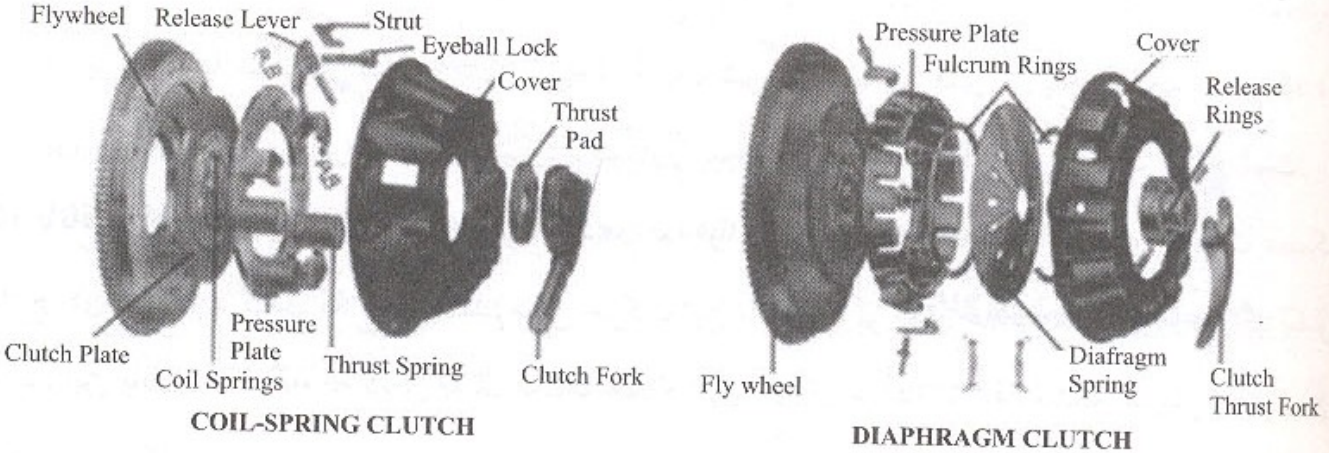


شکل (۲-۴) پوسته کلاچ

فنرهایی که در پوسته کلاچ استفاده می‌شوند به دو نوع تقسیم می‌شوند:

الف) فنرهای مارپیچی (لوله‌ای): در این نوع، فنر کلاچ به‌صورت چندین فنر مارپیچی می‌باشد. این فنرهای مارپیچ بر روی پوسته کلاچ قرار گرفته و باعث فشردگی دیسک کلاچ بر روی صفحه کلاچ می‌گردند. بنابراین برای آزاد کردن ارتباط بین دیسک و صفحه کلاچ، لازم است که دیسک کلاچ به‌سمت پوسته کلاچ کشیده شده و فنرهای مارپیچ را فشرده سازد.

ب) فنرهای دیافراگمی (خورشیدی): در این نوع، پوسته کلاچ دارای فنرهای دیافراگمی قیفی شکل است که در پشت کلاچ قرار دارند و با جابه‌جایی انتهای دیگر خود، دیسک کلاچ را از روی صفحه به عقب کشیده و یا بر روی آن فشار وارد می‌کنند. در دو طرف این فنر دیافراگمی از دو عدد رینگ به‌عنوان تکیه‌گاه و لولا استفاده می‌شود. هنگام وارد شدن نیرو بر لبه شاخک‌ها، حرکت لولایی صفحه حول این رینگ‌ها سبب حرکت در جهت عکس حاشیه فنر دیافراگمی و عقب کشیدن دیسک کلاچ می‌شود که در نتیجه منجر به کاهش فشار وارده بر صفحه کلاچ و آزاد شدن آن می‌گردد.



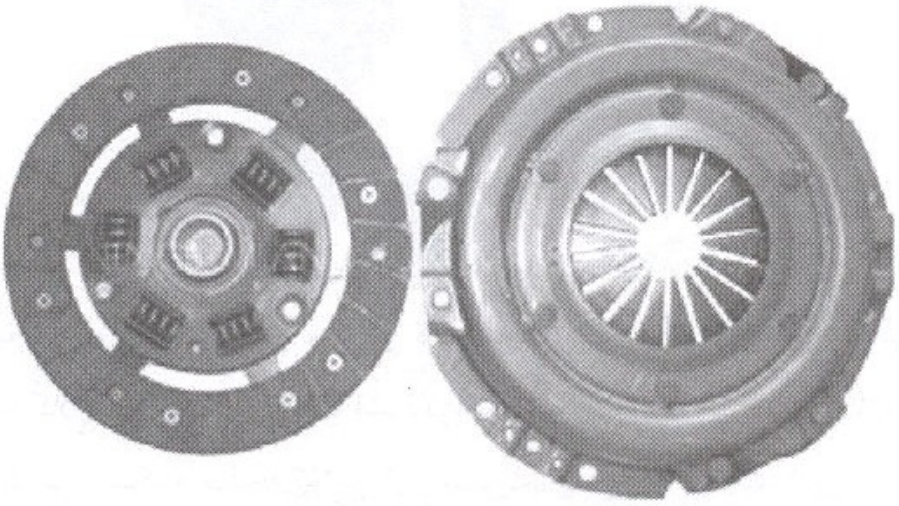
b) فنر مارپیچی

a) فنر دیافراگمی

شکل (۲-۵) انواع فنر کلاچ

۳) دیسک کلاچ (صفحه فشارنده): دیسک کلاچ قطعه‌ای حلقوی می‌باشد که بر روی فنر کلاچ قرار گرفته و از طریق تماس اصطکاکی با صفحه کلاچ، باعث انتقال گشتاور به صفحه کلاچ می‌شود.

دیسک کلاچ توسط خار و یا زبانه‌هایی بر روی پوسته کلاچ قرار می‌گیرد و برای گردش میل‌لنگ به‌همراه فلایویل، پوسته و فنر کلاچ به گردش در آمده و با آن‌ها هم سرعت می‌گردد.

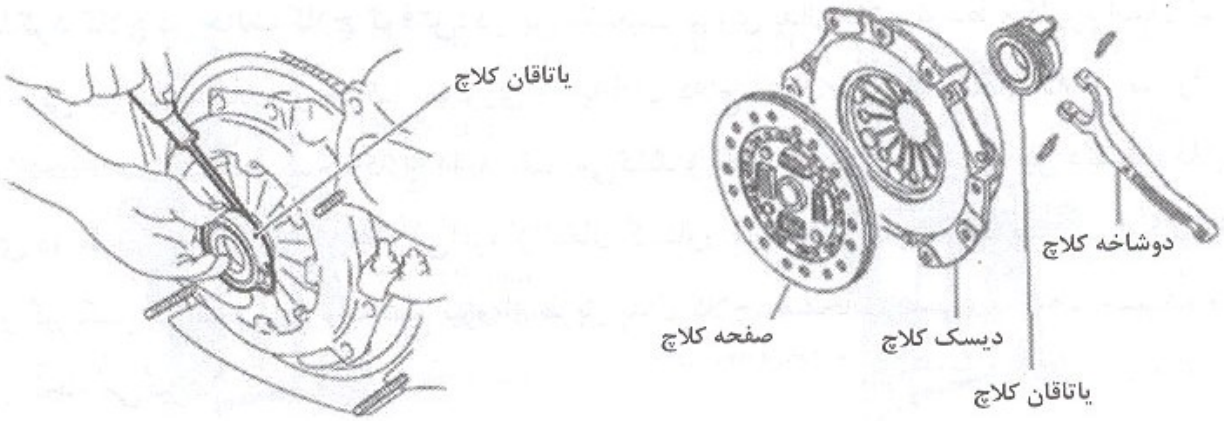


شکل (۲-۷) دیسک و صفحه کلاچ

۴) صفحه کلاچ: این جز نیروی گردشی را از میل‌لنگ به‌کمک دیسک کلاچ دریافت نموده و از طریق محور ورودی گیربکس به دیگر اجزا سیستم انتقال قدرت، منتقل می‌کند. صفحه کلاچ شامل قطعاتی نظیر لنت کلاچ، صفحه نگهدارنده لنت، فنرهای مارپیچی و توپی کلاچ است. لنت کلاچ نوعی ماده اصطکاکی است که به دو طرف کلاچ پرچ شده است و همان‌طور که قبلاً نیز اشاره شد باید از جنس خشن و مقاوم با ضریب اصطکاک بالا انتخاب شود. لنت‌های موجود در دو سمت صفحه کلاچ دارای شیارهایی می‌باشند که به آسان جداشدن صفحه کلاچ از فلایویل و دیسک کلاچ کمک می‌کند، همچنین وجود این شیارها سبب می‌شود تا لنت سریع‌تر خنک شود. وظیفه فنرهای مارپیچ صفحه کلاچ که در راستای شعاعی قرار می‌گیرند، جذب نیروی گشتاور پیچشی متناسب با گردش دیسک کلاچ است.

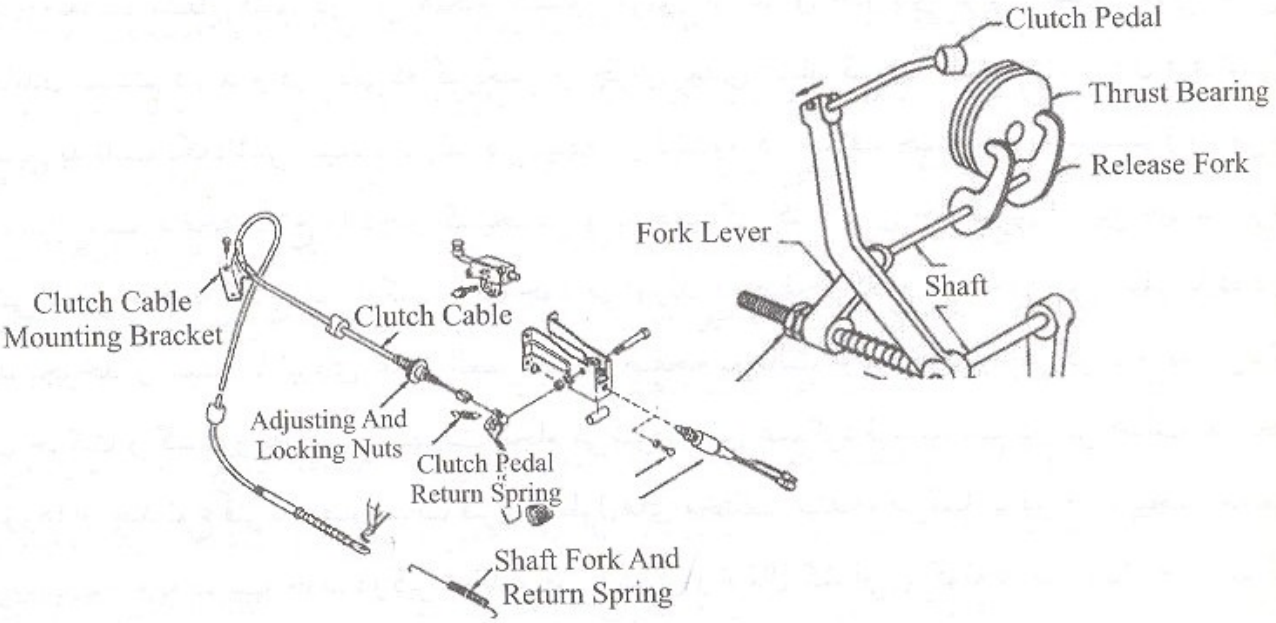
۵) یاتاقان کلاچ: وظیفه این یاتاقان حرکت دادن نرم و بی‌صدای شاخک‌ها یا اهرم‌های محرک دیسک کلاچ، در زمان آزاد کردن کلاچ می‌باشد. محل حرکت این یاتاقان‌ها بر روی غلافی شفت ورودی گیربکس است. این یاتاقان‌ها هنگام درگیری با شاخک‌ها همراه آن‌ها دوران می‌کند تا مقاومت و سایش را بر روی آن‌ها ایجاد نکند.

۶) دو شاخه کلاچ: همان‌طور که از اسم آن بر می‌آید دو شاخه کلاچ اهرمی دو شاخه است که در داخل پوسته گیربکس بر روی یک محور لولایی قرار دارد و در صورت فشردن پدال کلاچ، یاتاقان‌های کلاچ با دو شاخه درگیر می‌شوند و به‌حرکت در می‌آیند.



شکل (۲-۷) دو شاخه و یاتاقان کلاچ

وقتی‌که راننده پدال کلاچ را فشار می‌دهد این نیرو توسط مکانیزم انتقال کلاچ به دوشاخه منتقل می‌شود تا دوشاخه با به حرکت در آوردن یاتاقان کلاچ، فنر کلاچ را فشرده ساخته و دیسک کلاچ را از صفحه کلاچ جدا نماید. این مکانیزم نیروی پای راننده را تقویت می‌کند و می‌تواند به‌صورت سیمی، اهرم‌بندی مکانیکی، هیدرولیکی و ... باشد.



شکل (۲-۸) مکانیزم انتقال اهرم مکانیکی و سیمی کلاچ

۲-۲-۱) عملکرد سیستم کلاچ

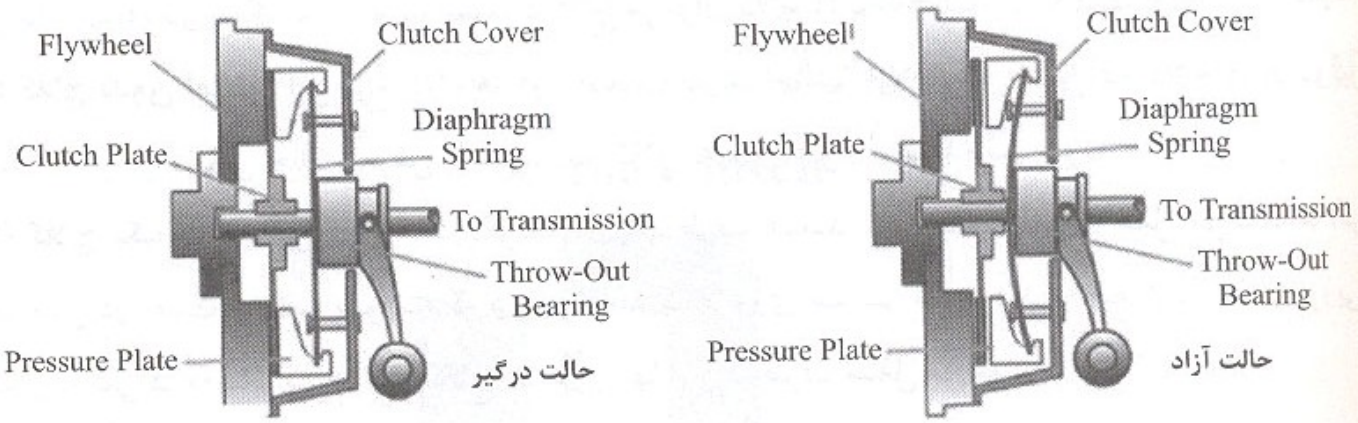
کلاچ بسته به مقدار دور و گشتاوری که می‌خواهیم منتقل کنیم و همچنین شرایط مختلف جاده و رانندگی می‌تواند سه وضعیت آزاد، درگیر و نیمه درگیر را داشته باشد.

۱) **عملکرد کلاچ در حالت آزاد بودن پدال:** در این وضعیت فنر صفحه فشاری را به‌طرف جلو فشار می‌دهد و لنت صفحه کلاچ را به فلایویل می‌چسباند به این‌ترتیب گشتاور پیچشی مجموعه کلاچ را می‌چرخاند. گشتاور اصطکاکی صفحه کلاچ به توپی وارد شده و از طریق خارهای داخلی آن (هزار خار) به شفت ورودی جعبه دنده وارد می‌شود.

۲) عملکرد کلاچ در حالت کلاچ گرفتن: در این وضعیت نیروی پدال کلاچ توسط مکانیزم انتقال نیرو، و... با جابه‌جایی دو شاخه کلاچ و حرکت محوری در یاتاقان کلاچ انتقال می‌یابد. یاتاقان کلاچ، فنر را به جلو فشار می‌دهد و فنر، صفحه دیسک کلاچ را به عقب می‌کشد و فاصله‌ی چند میلیمتری بین دیسک، فلایویل و لنت‌های دو طرف صفحه کلاچ ایجاد می‌شود و انتقال گشتاور متوقف می‌شود، بدین‌صورت امکان تعویض دنده در گیربکس فراهم می‌آید و با قطع نیرو از طریق پدال کلاچ، صفحات به‌سرعت به‌هم چسبیده و انتقال گشتاور انجام می‌گیرد.

هنگام اتصال صفحات به‌یکدیگر به دلیل شوک ناشی از گشتاور موتور و نیز دور کم چرخدنده‌های گیربکس، صفحه ضربه‌گیر که با پرچ لنت‌ها را در محل خود نگه می‌دارد، نقش یک بالشتک را ایفا می‌کند و با جمع شدن، پایداری سیستم را افزایش می‌دهد. همچنین در زمان جدا شدن صفحات از یکدیگر، این فنرکه قبلاً فشرده بود، باز شده و اجازه قطع گشتاور در زمان طولانی را می‌دهد. فنرهای پیچشی (لوله‌ای) صفحه کلاچ که با اهرم‌بندی خاصی داخل صفحه نصب شده‌اند، زمانی وارد عمل می‌شوند که می‌خواهیم گشتاور موتور را به جعبه‌دنده منتقل کنیم. در این هنگام گشتاور موتور از طریق خارهای توپی صفحه کلاچ تمایل به چرخاندن سیستم دارند و در حالی‌که گیربکس و اجزای بعدی انتقال قدرت مانند میل گاردان دیفرانسیل و ... تمایل به ثابت نگه‌داشتن سیستم دارند. در نتیجه دو گشتاور در خلاف جهت هم به سیستم وارد می‌شود که ممکن است صفحه کلاچ را دچار گسیختگی و یا خمیدگی کند. برای جلوگیری از این عیوب فنرهای پیچشی داخل صفحه کلاچ این امکان را به‌وجود می‌آورند که صفحه کلاچ در محل خود صفر تا ده درجه بتواند بچرخد و سپس با نیروی عکس‌العمل فنرها، صفحه به‌حالت اولیه خود باز می‌گردد و به این‌ترتیب انتقال حرکت و گشتاور به‌نرمی و سهولت انجام می‌شود. برای عملکرد نرم سیستم در این حالت، در بعضی خودروها از چند نوع فنر با خصوصیات فنری و طول‌های مختلف استفاده می‌کنند تا درجات پیچش مجموعه به مرور با توجه به فنریت خود، درگیر شوند و ضربه‌گیری و انتقال گشتاور به‌گونه‌ای مناسب‌تر صورت گیرد.

۳) وضعیت کلاچ در حالت نیم کلاچ: در حالت نیم کلاچ کردن صفحه کلاچ در وضعیت نیمه آزاد، مابین فلایویل و دیسک کلاچ قرار می‌گیرد تا بتواند بدون وارد آوردن فشار زیاد به موتور، گشتاور پیچشی زیادی را منتقل کند و در صورتی‌که چرخ‌ها، گشتاور بالایی برای حرکت نیاز داشته باشند و موتور جواب‌گوی آن نباشد، باز هم لغزش(بکسواد) کردن لنت‌ها سبب قطع ارتباط ناقص می‌شود و از خاموش شدن موتور جلوگیری می‌کند. این وضعیت را هنگام شروع حرکت خودرو می‌توان مشاهده کرد.



(۲-۹) نحوه عملکرد کلاچ

۲-۳) انواع کلاچ

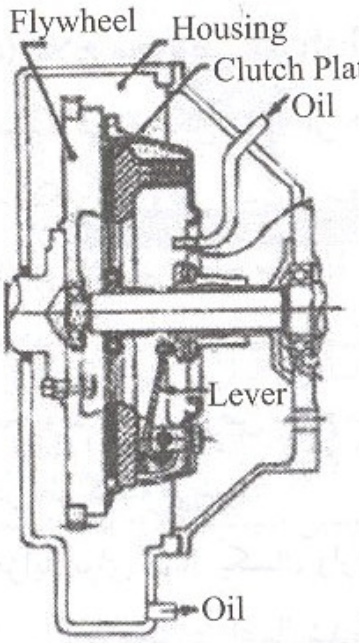
در یک دسته‌بندی کلی می‌توان کلاچ را به‌دو دسته کلاچ تر و خشک تقسیم کرد؛

کلاچ خشک: اکثر کلاچ‌های مورد استفاده در خودرو از این نوع می‌باشند و بین صفحات اصطکاکی کلاچ، سیال روان‌ساز و خنک کننده‌ای مانند روغن وجود ندارد.

کلاچ تر: ساختار کلی این کلاچ‌ها شبیه کلاچ‌های خشک هستند به جز این‌که در این مدل صفحات اصطکاکی همیشه توسط گردش روغن مرطوب می‌باشند. اکثراً این نوع کلاچ‌ها در کامیون‌ها و ماشین‌های سنگین استفاده می‌شود. ساده‌ترین آن مدل پاششی است که شبیه کلاچ خشک می‌باشد، تنها تفاوت آن نوع ماده اصطکاکی به‌کار رفته در صفحه کلاچ و استفاده از نازل‌هایی است، که برای پاشش روغن از آن‌ها استفاده می‌شود. کلاچ‌های تر از نوع پاششی اکثراً در کامیون‌های کوچک کاربرد دارند، در این حالت به‌علت حضور روغن روی صفحات اصطکاکی ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

مزایا: روغن دائماً جریان دارد و انتقال حرارت سریع‌تر صورت می‌گیرد صفحه کلاچ مدت زمان لغزش بیشتری را می‌تواند تحمل کند و عمر بیشتری داشته و نیاز به تعمیر و نگهداری کمتری دارد همچنین با توجه به وجود سیال درگیری و خلاصی نرم‌تر و آسان‌تری خواهد داشت.

معایب: به‌علت ضریب اصطکاک کمتر در شرایط یکسان ظرفیت انتقال گشتاور حدود ۳۵٪ کاهش می‌یابد، به‌همین دلیل برای افزایش اصطکاک و گشتاور انتقالی، صفحه کلاچ این کلاچ‌ها کمی آجدار ساخته می‌شود.

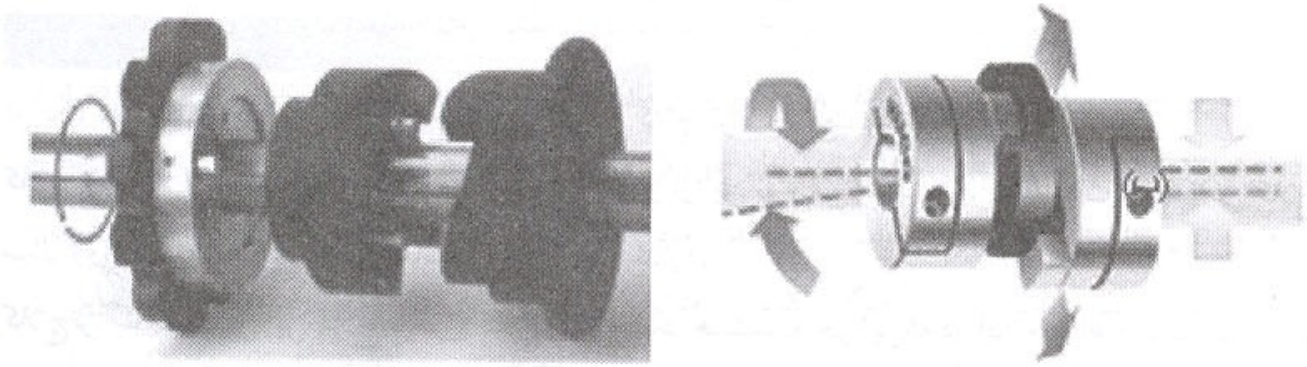


شکل (۲-۱۰) کلاچ تر پاششی

در یک دسته‌بندی دیگر با توجه به عملکرد کلاچ می‌توان کلاچ را به ۵ دسته زیر تقسیم کرد:

۱) کلاچ بدون لغزش: این نوع کلاچ‌ها دو وضعیت دارند: حالت خلاصی و حالتی که کلاچ کاملاً درگیر است. بنابراین در این حالت لغزش یا سایش در کلاچ به هیچ عنوان مشاهده نمی‌شود.

۲) کلاچ یک طرفه: این کلاچ‌ها در گردش از یک طرف همانند کلاچ بدون لغزش عمل می‌کنند اما اگر چرخش در جهت مخالف صورت گیرد دو صفحه کاملاً روی هم سر می‌خورند و هیچ‌گونه انتقال نیرویی صورت نمی‌گیرد؛ بنابراین در این کلاچ گشتاور تنها از یک طرف منتقل می‌شود.



شکل (۲-۱۱) کلاچ بدون لغزش و کلاچ یک طرفه

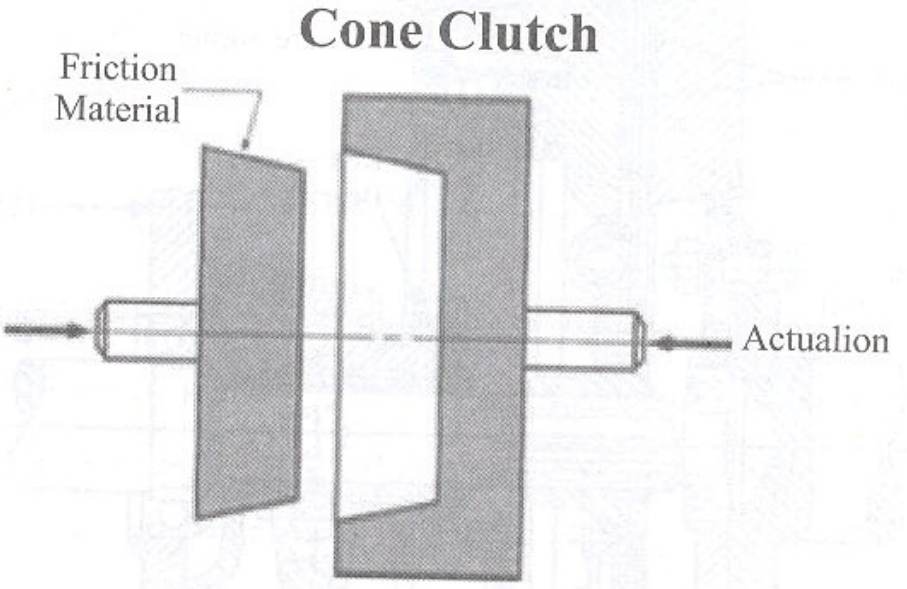
۳) کلاچ ایمنی: این کلاچ‌ها زمانی به‌کار می‌افتند که گشتاور چرخشی سیستم از گشتاور چرخشی تنظیم شده آن‌ها زیادتر شود، در این‌صورت ارتباط دو محور محرک و متحرک را به‌طور اتوماتیک قطع می‌کنند. این نوع کلاچ‌ها از اعمال گشتاورهای بیش از حد به سیستم جلوگیری می‌کنند.

۴) کلاچ اصطکاکی: اساس عملکرد این کلاچ‌ها درگیری دو صفحه دارای ضریب اصطکاک نسبتاً بالا است که این درگیری سبب انتقال نیرو از یکی از صفحات به صفحه دیگر می‌شود و کلاچ‌های مخروطی، صفحه‌ای، تسمه‌ای و ... از این نوع می‌باشند، که در ادامه به بررسی آن‌ها می پردازیم:

a) کلاچ مخروطی (Cone Clutch): در این‌گونه کلاچ‌ها همچنان‌که از اسم آن‌ها مشخص است سطوح اصطکاکی به شکل مخروطی هستند. هنگامی‌که کلاچ درگیر می‌شود، گشتاور از طریق فلایویل که سطح داخلی آن به شکل مخروطی است به سطح مخروطی دیگری که درون فلایویل جای می‌گیرد منتقل می‌شود. برای خلاص کردن کلاچ نیز سطح مخروط خارجی اندکی از درون فلایویل بیرون کشیده می‌شود تا تماس دو سطح قطع شود. کلاچ توسط یک ماهک (چنگال) که درون شیار پشت مخروط مالشی می‌افتد از درگیری آزاد می‌گردد. زاویه مخروط، قطر و عرض سطح مخروط از پارامترهای مهم طراحی می‌باشند. زاویه مخروط معمولاً بین ۱۰-۱۵ درجه در نظر گرفته می‌شود.

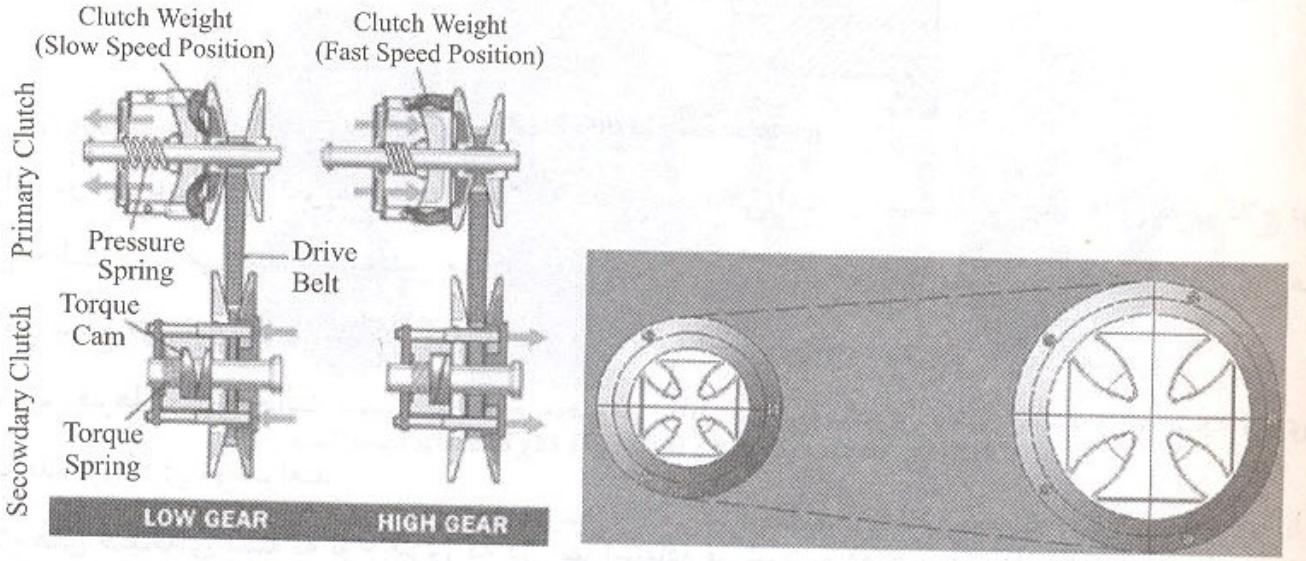
مزایا: برای فشار یکسان وارده به پدال کلاچ، نیروی اعمالی بر روی سطوح اصطکاکی در این حالت بزرگتر از نیروی محوری اعمال‌شده نسبت به کلاچ صفحه‌ای است.

معایب: اگر زاویه مخروط از یک حدی (۸ درجه) کمتر باشد حالت قفل شدگی در کلاچ ایجاد می‌گردد و اگر زاویه زیاد باشد خاصیت مخروطی(گوه‌ای) خود را از دست می‌دهد.



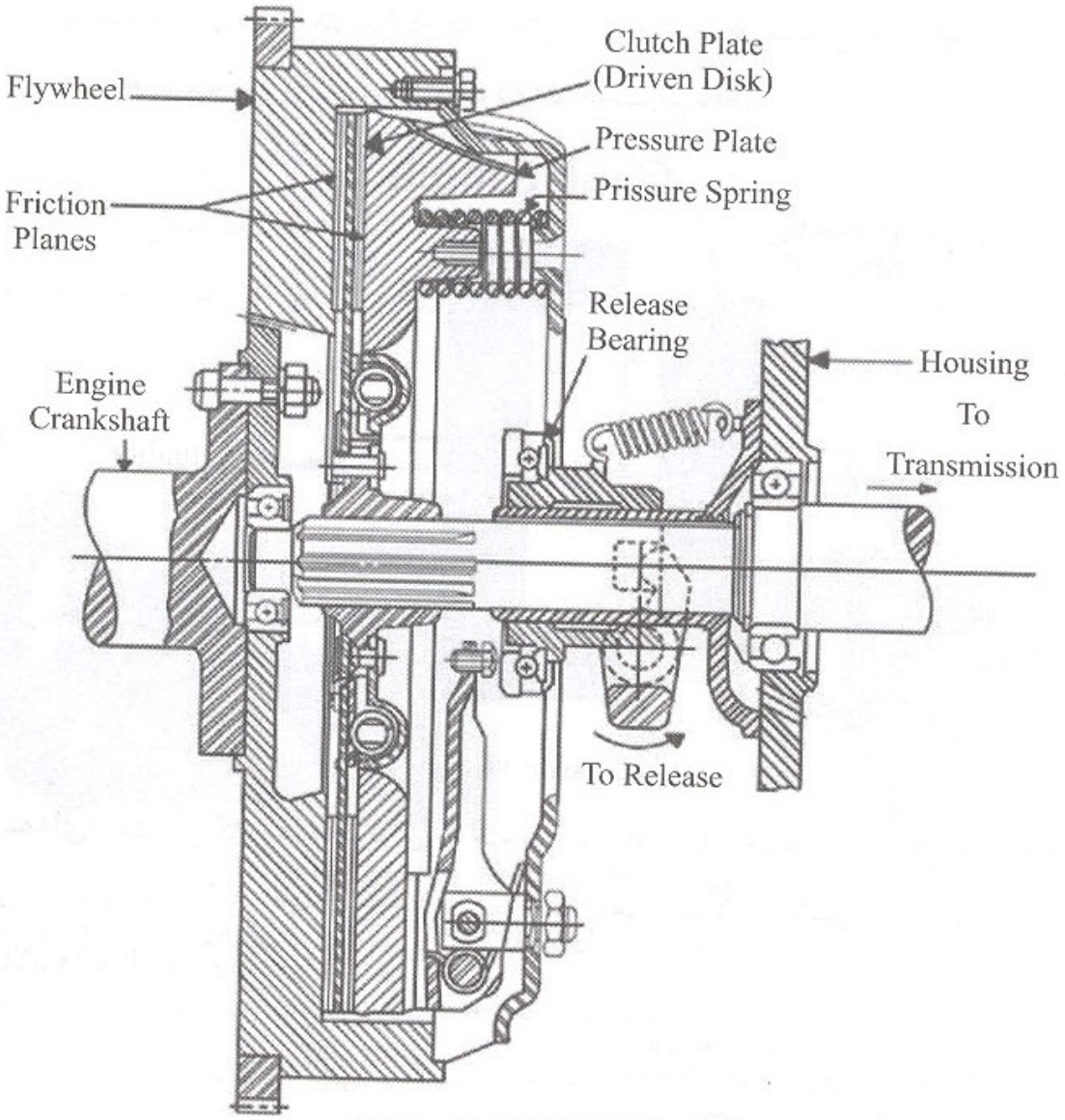
شکل (۲-۱۲) کلاچ مخروطی

b) **کلاچ تسمه‌ای:** لنت این کلاچ‌ها به‌گونه‌ای ساخته می‌شود که امکان خم‌کردن به‌شکل دایره وجود دارد و کلاچ‌گیری بر روی کاسه گرد انجام می‌گیرد این نوع کلاچ‌ها معمولاً در ماشین‌های راه‌سازی مانند بیل مکانیکی و بالابرها به‌کار می‌روند.



شکل (۲-۱۳) کلاچ تسمه‌ای

c) **کلاچ صفحه‌ای:** در این نوع کلاچ‌ها، صفحه اصطکاکی بین فلایویل و صفحه فشاری قرار می‌گیرد و نیروی اعمالی توسط صفحه‌ی فشارنده، سطوح را به‌هم می‌چسباند. این نیرو سبب فشرده شدن زبانه (انگشتی) متصل به صفحه فشارنده (دیسک کلاچ) شده و نیروی ناشی از پدال کلاچ از طریق اهرم نسبی سیستم کلاچ به صفحه کلاچ منتقل می‌گردد.



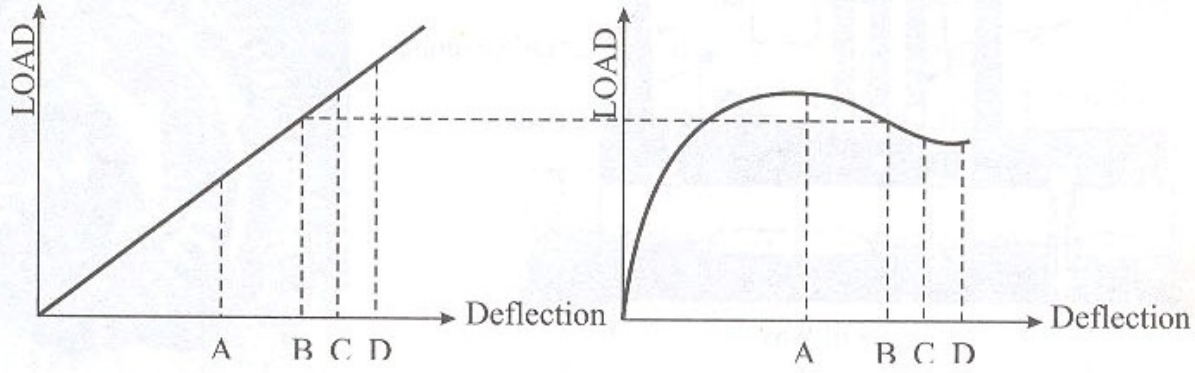
شکل (۲-۱۴) کلاچ تک صفحه‌ای

مزایا: در این نوع کلاچ تعویض دنده نسبت به کلاچ مخروطی آسان‌تر است، زیرا جابه‌جایی پدال کلاچ در این حالت کمتر می‌باشد و همچنین مشکل قفل شدن کلاچ‌های مخروطی را ندارد. همچنین این کلاچ‌ها شامل سطح موثرتری در پراکندگی گرما و توزیع مناسب فشار هستند.

معایب: فنرها در این حالت نسبت به کلاچ مخروطی باید سختی بیشتری داشته باشند و در نتیجه نیروی فشارنده بزرگتری می‌خواهند.

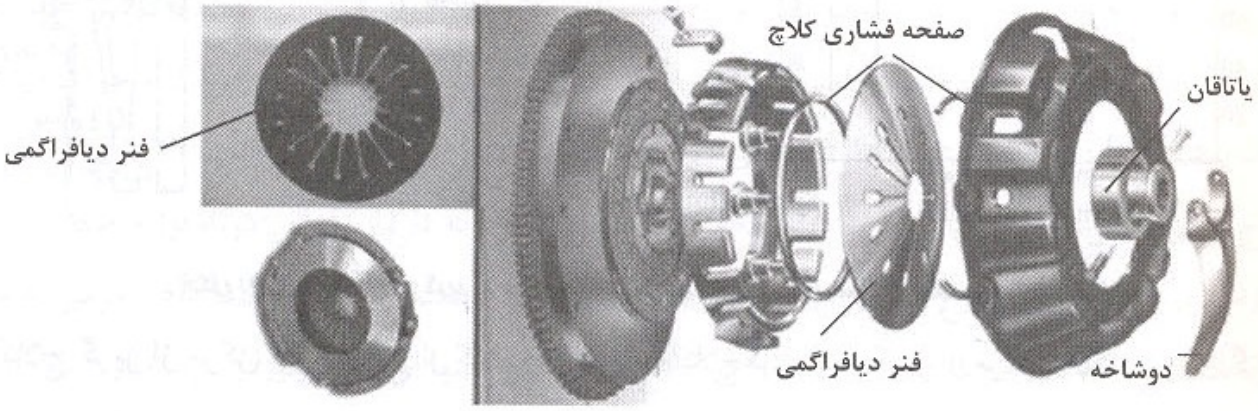
کلاچ‌های صفحه‌ای بسته به نوع فنری که در آنها استفاده می‌شود به دو صورت کلاچ‌های صفحه‌ای با فنر خورشیدی (دیافراگمی) و لوله‌ای (پیچشی) تقسیم می‌شوند.

اساس کار این نوع کلاچ‌ها همانند آن‌چه که در کلاچ‌های صفحه‌ای توضیح داده شد، می‌باشد؛ تنها نوع فنرها در سیستم کلاچ متفاوت است. فنرهای خورشیدی در حالت عادی به شکل مخروط ناقص هستند، اما هنگامی‌که فشرده می‌شوند حالت تخت به خود می‌گیرند بنابراین رابطه نیرو و جابه‌جایی فنر غیرخطی بوده و می‌توان آن‌را به‌نحوی طراحی نمود که حساسیت کمتری به سایش داشته باشد.



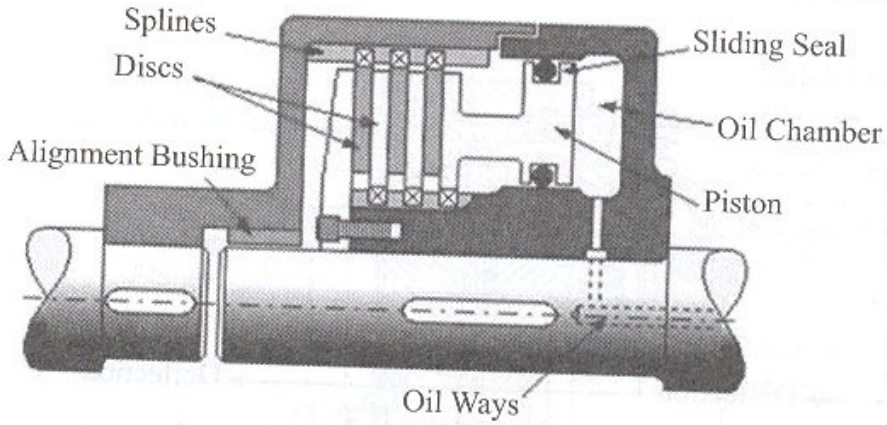
شکل (۲-۱۵) منحنی نیرو- جابه‌جایی برای فنرهای لوله‌ای و خورشیدی

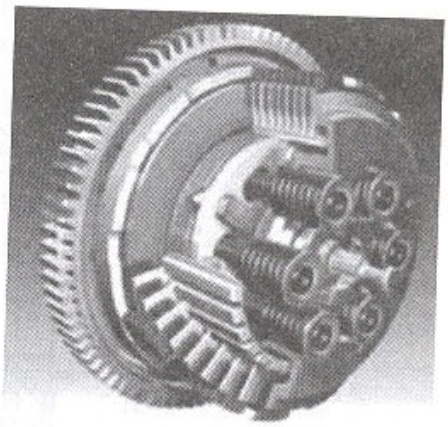
کلاچ‌های صفحه‌ای با فنر خورشیدی به‌علت ذخیره انرژی در امتداد محوری به‌مراتب کوچکتر و جمع و جورتر از کلاچ صفحه‌ای با فنر لوله‌ای خواهند بود و فنرهای دیافراگمی در مقایسه با فنرهای تخت، کمتر تحت تأثیر نیروی گریز از مرکز قرار می‌گیرند، لذا برای استفاده در دورهای بالاتر مناسب می‌باشند. در کلاچ‌های صفحه‌ای با فنر خورشیدی، فنر خورشیدی هم به‌عنوان فنر فشارنده و هم به‌عنوان قطعه انگشتی (زبانه) عمل می‌کند، لذا این قطعات از سیستم کلاچ حذف شده و باعث کاهش وزن کل و سر و صدای سیستم می‌شوند. فنرهای خورشیدی به نسبت فنرهای لوله‌ای نیروی فنری کمتری دارند بنابراین فقط در ماشین‌های سبک می‌توانند مورد استفاده قرار بگیرند.



شکل (۲-۱۶) فنر دیاگرامی و نمونه‌ای از کلاچ صفحه‌ای دیافراگمی

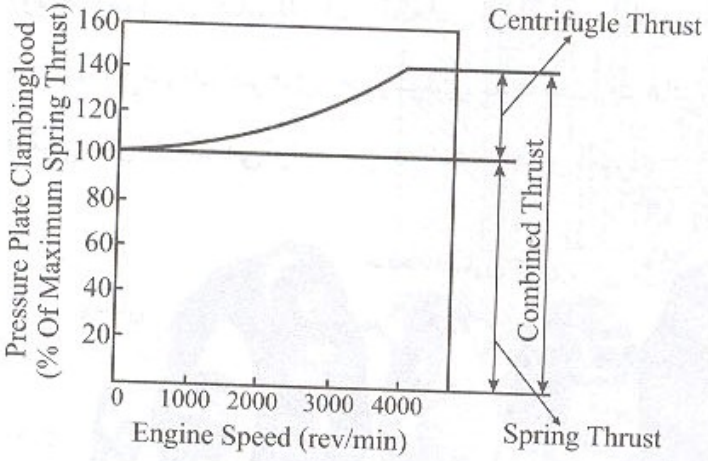
d) **کلاچ اصطکاکی چند صفحه‌ای:** عملکرد این کلاچ همانند کلاچ تک صفحه‌ای است با این تفاوت که در این‌جا به جای یک صفحه کلاچ، به تناسب گشتاور انتقالی مورد نیاز از چندین صفحه اصطکاکی استفاده می‌شود. این امر باعث می‌شود که کلاچ بتواند گشتاور بزرگتری را منتقل کند. بنابراین این کلاچ‌ها بیشتر در خودروهای سنگین و یا مسابقه‌ای که انتقال گشتاور بزرگتری مورد نیاز است مورد استفاده قرار می‌گیرند. کلاچ‌های چند صفحه‌ای نیز همانند کلاچ‌های تک صفحه‌ای با فنر خورشیدی و فنر لوله‌ای می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند.

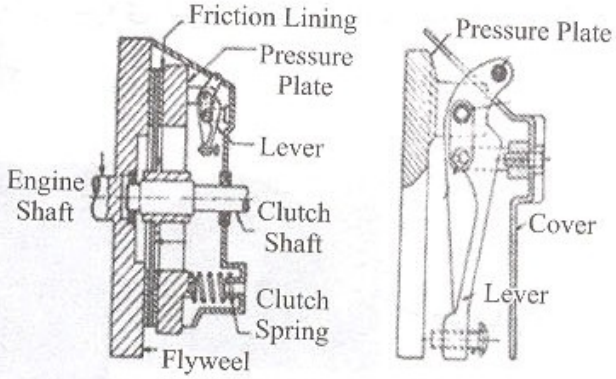




شکل (۲-۱۷) کلاچ چند صفحه‌ای

e) **کلاچ نیمه گریز از مرکز:** در این نوع کلاچ‌ها، فنرها برای انتقال گشتاور در سرعت‌های پایین و متوسط طراحی می‌شوند، در حالی‌که در سرعت‌های بالاتر نیروی گریز از مرکز به انتقال گشتاور کمک می‌کند. در این کلاچ‌ها نیروی گریز از مرکز از طریق وزنه‌هایی به‌وجود می‌آید که همراه سایر اجزا دوار کلاچ می‌گردند.



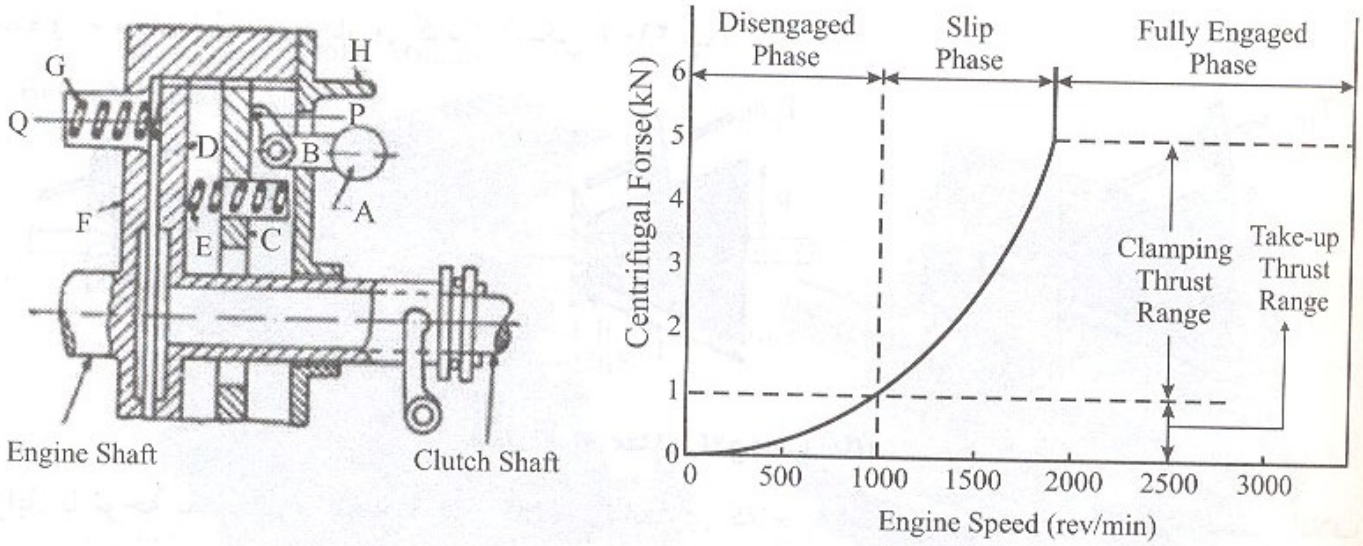


شکل (۲-۱۸) کلاچ نیمه گریز از مرکز و نمودار نیروی وارده بر صفحه فشارنده (دیسک)

f) **کلاچ گریز از مرکز:** در این نوع از کلاچ‌ها برخلاف کلاچ‌های نیمه گریز از مرکز، تنها از نیروی گریز از مرکز برای اعمال فشار بر روی صفحات و درگیر کردن کلاچ استفاده می‌شود. از مزایای این نوع کلاچ این است که به پدال کلاچ نیازی ندارد. کنترل کلاچ به‌صورت اتوماتیک و توسط دور موتور صورت می‌گیرد. خوردوهایی که از این کلاچ استفاده می‌کنند، توانایی توقف با دنده درگیر را دارند، بدون این‌که خودرو خاموش شود.

نمونه‌ای از این کلاچ‌ها در شکل (۲-۱۹) نشان داده شده است. طرز کار این سیستم به‌گونه‌ای است که هنگامی‌که سرعت خودرو افزایش می‌یابد، وزنه A در اثر افزایش نیروی گریز از مرکز بالا می‌رود، در نتیجه میله رابط B سبب اعمال نیرویی به صفحه C می‌شود. این نیرو توسط فنر E به صفحه D منتقل می‌شود. صفحه D شامل صفحه اصطکاکی است که توسط اعمال فشار با فلایویل F درگیر می‌گردد. فنر G باعث

عدم درگیری کلاچ در سرعت‌های پایین و حدود ۵۰۰rmp می‌شود. زائده H مقدار نیروی گریز از مرکز را محدود می‌کند چرا که وزنه A نهایتاً در این نقطه متوقف می‌شود. نیروی P متناسب با نیروی گریز از مرکز در هرسرعت خاص است. در حالی‌که نیروی Q اعمال شده به‌وسیله فنر G در همه سرعت‌ها ثابت می‌باشد.

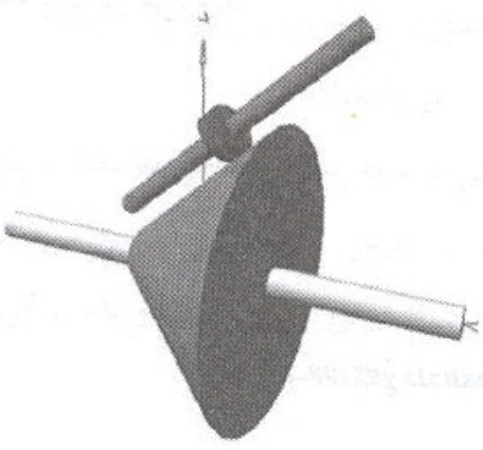


شکل (۲-۱۹) کلاچ گریز از مرکز و نیروی گریز از مرکز در دورهای مختلف موتور

g) **کلاچ دوکی شکل:** اتلاف گشتاور در سیستم کلاچ حتی در بازه‌های زمانی کوتاه امری مضر قلمداد می‌شود؛ یکی از این بازه‌های زمانی کوتاه فرآیند رهاسازی کلاچ می‌باشد که موجب اتلاف گشتاور قابل توجهی می‌شود. جلوگیری از این اتلاف گشتاور در سیستم کلاچ علاوه بر تأثیراتی که در کاهش مصرف سوخت و آلودگی هوا دارد، موجب افزایش گشتاور انتقالی به چرخ‌ها در لحظه شروع حرکت و شتاب بیشتر می‌شود. به‌همین دلیل بحث استفاده از کلاچ‌های دوکی شکل مورد توجه قرار گرفته است.

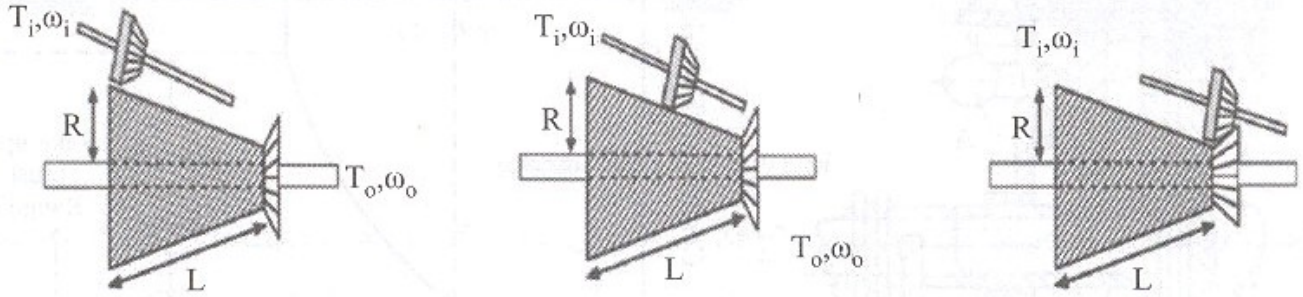
در کلاچ دوکی شکل، رهاسازی کلاچ به دو بازه زمانی تقسیم می‌شود که در بازه زمانی کوتاه اولیه اصطکاک از نوع لغزشی و در بازه دوم از نوع غلتشی است. در حالی‌که در سایر سیستم‌های کلاچ، اصطکاک لغزشی عامل اصلی انتقال دور و گشتاور می‌باشد. بر این اساس در کلاچ دوکی شکل تنها اتلاف انرژی در بازه زمانی کوتاه اول خواهد بود.

همچنان‌که در شکل (۲-۲۰) نیز نشان داده شده است این سیستم از یک قسمت دوکی شکل غیر فلزی، دو چرخدنده مخروطی و یک حلقه دوار غیر فلزی تشکیل شده است.



شکل (۲-۲۰) شکل شماتیک کلاچ دوکی

حلقه و چرخدنده متصل به موتور و قسمت دوکی شکل به جعبه دنده متصل است. هنگام رهاسازی کلاچ در مرحله اول حلقه به دوک نزدیک می‌شود و تا زمانی‌که لغزش وجود نداشته باشد روی آن می‌ماند (شکل ۲-۲۱ الف). درمرحله دوم، حلقه به‌سمت پایین حرکت می‌کند تا دور بیشتر و گشتاور کمتر را به جعبه دنده بدهد (شکل ۲-۲۱ ب) در مرحله سوم هنگام گرفتن مجدد کلاچ، حلقه و چرخدنده همان‌جا از دوک جدا شده و به مکان اولیه خود باز می‌گردند (شکل ۲-۲۱ پ).

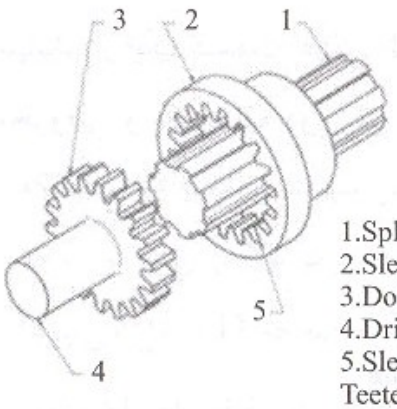


شکل (۲-۲۱) عملکرد کلاچ دوکی شکل

مزایا: با توجه به مکانیزم عملکرد این کلاچ، راه‌اندازی کلاچ با اینرسی زیاد در زمان کم، کاهش اتلاف انرژی، افزایش گشتاور انتقالی، عدم نیاز به نیروی فشار بالا و جلوگیری از قفل شدگی که در چرخدنده‌های مخروطی اتفاق می‌افتد، از مزایای عمده این سیستم می‌باشند.

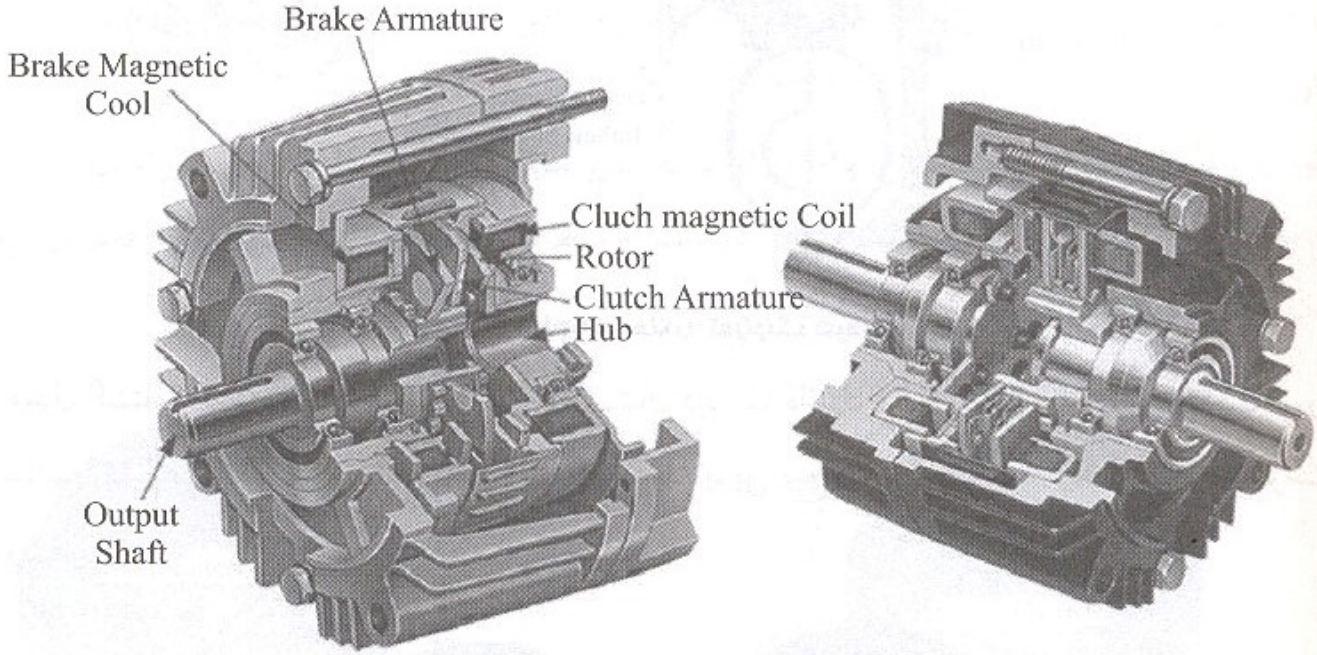
معایب: مهمترین عیب این سیستم ابعاد بزرگ و جانمایی آن می‌باشد و عیب دیگر آن ایجاد تنش لهیدگی زیاد بین حلقه و دوک می‌باشد که در انتخاب جنس آن‌ها باید دقت نمود و به این‌ترتیب نسبت به کلاچ‌های معمولی هزینه بالاتری داشته و در شرایط خاص به‌کار می‌روند.

h) **کلاچ‌های دندانه‌دار:** نوعی کلاچ که برای انتقال چرخش بین دو محور به جای روش اصطکاکی، از تداخل دنده‌ها استفاده می‌کند که باعث چرخش هر دو محور ورودی و خروجی در یک سرعت یکسان شده و هیچ‌گونه لغزشی را به‌وجود نمی‌آورد، کلاچ دندانه‌دار می‌باشد. کلاچ‌های دندانه‌دار در جاهایی که لغزش نامطلوب می‌باشد و کلاچ برای کنترل گشتاور به‌کار نمی‌رود، استفاده می‌شود و همانند کلاچ‌های اصطکاکی تحت سایش قرار نمی‌گیرند. معمولاً این کلاچ‌ها در داخل گیربکس اتوماتیک برای قفل کردن دنده‌های مختلف به‌کار می‌روند.



شکل (۲-۲۲) کلاچ دندانه‌دار و نحوه کارکرد آن

۵) **کلاچ الکتریکی (مگنتی):** یکی از انواع کلاچ‌های غیر اصطکاکی، کلاچ الکتریکی می‌باشد که سه نمونه از این کلاچ‌هایی الکتریکی موجود هستند؛ آهنربایی(magnetic particle)، جریان فوکو (eddy current) و مغناطیسی (hysteresis). البته این نوع از کلاچ‌ها در خودرو به‌ندرت و در موارد خاص مورد استفاده قرار می‌گیرد.

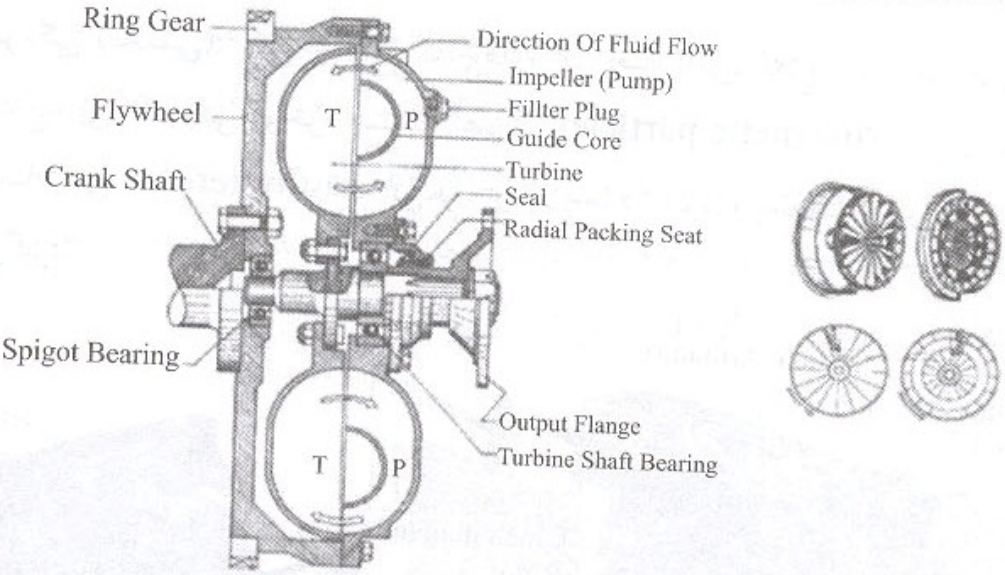


شکل (۲-۲۳) کلاچ الکتریکی

۶) **کلاچ هیدرولیک:** در این نوع کلاچ‌ها نیرو از یکی از صفحات به سیال و سپس از سیال به صفحه متحرک مورد نظر منتقل می‌شود. از کلاچ‌های هیدرولیک در گیربکس‌های اتوماتیک استفاده می‌شود، یک گیربکس به‌تنهایی تمام اتوماتیک نیست، مگر این‌که شامل مکانیزمی باشد که بتواند به‌طور اتوماتیک ارتباط موتور و گیربکس را قطع و وصل کند. این مکانیزم‌ها به‌دو صورت کوپلینگ‌های هیدرولیکی و مبدل‌های گشتاوری هستند، که هر دو گشتاور موتور را به گیربکس منتقل می‌کنند با این تفاوت که مبدل گشتاور قادر به افزایش گشتاور موتور است، ولی در حالی‌که کوپلینگ هیدرولیکی این توانایی را ندارد.

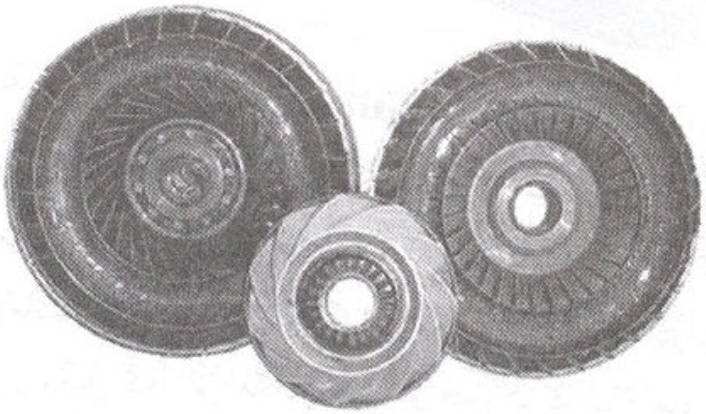
a) **کوپلینگ هیدرولیک:** کوپلینگ هیدرولیکی شامل یک توربین با پره‌های داخلی و یک پمپ می‌باشد که روبروی هم قرار گرفته‌اند. پمپ به‌وسیله یک صفحه به فلایویل متصل است و توربین نیز به شافت ورودی گیربکس متصل می‌شود. (پمپ عضو محرک و توربین عضو متحرک می‌باشد)

پمپ و توربین هر دو در یک محفظه آب‌بندی شده قرار دارند. روغن بوسیله پمپ به داخل محفظه کوپلینگ ارسال می‌شود. زمانی‌که پمپ به‌وسیله موتور می‌چرخد پره‌های پمپ، روغن را به‌سمت توربین می‌فرستند و هنگامی‌که نیروی سیال پرتاب شده به‌سوی توربین به‌قدر کافی زیاد باشد توربین چرخیده و باعث گردش شافت ورودی گیربکس می‌شود.



شکل (۲-۲۴) اجزا و عملکرد کوپلینگ هیدرولیکی

b) **مبدل گشتاور:** همچنان که در شکل (۲-۲۵) نشان داده شده‌است مبدل گشتاور از سه جز پمپ، توربین و استاتور تشکیل شده است. بدنه مبدل گشتاور به فلایویل پیچ شده است، بنابراین مبدل هم سرعت با موتور می‌چرخد.



شکل (۲-۲۵) اجزا مبدل گشتاور و نحوه اتصال آنها

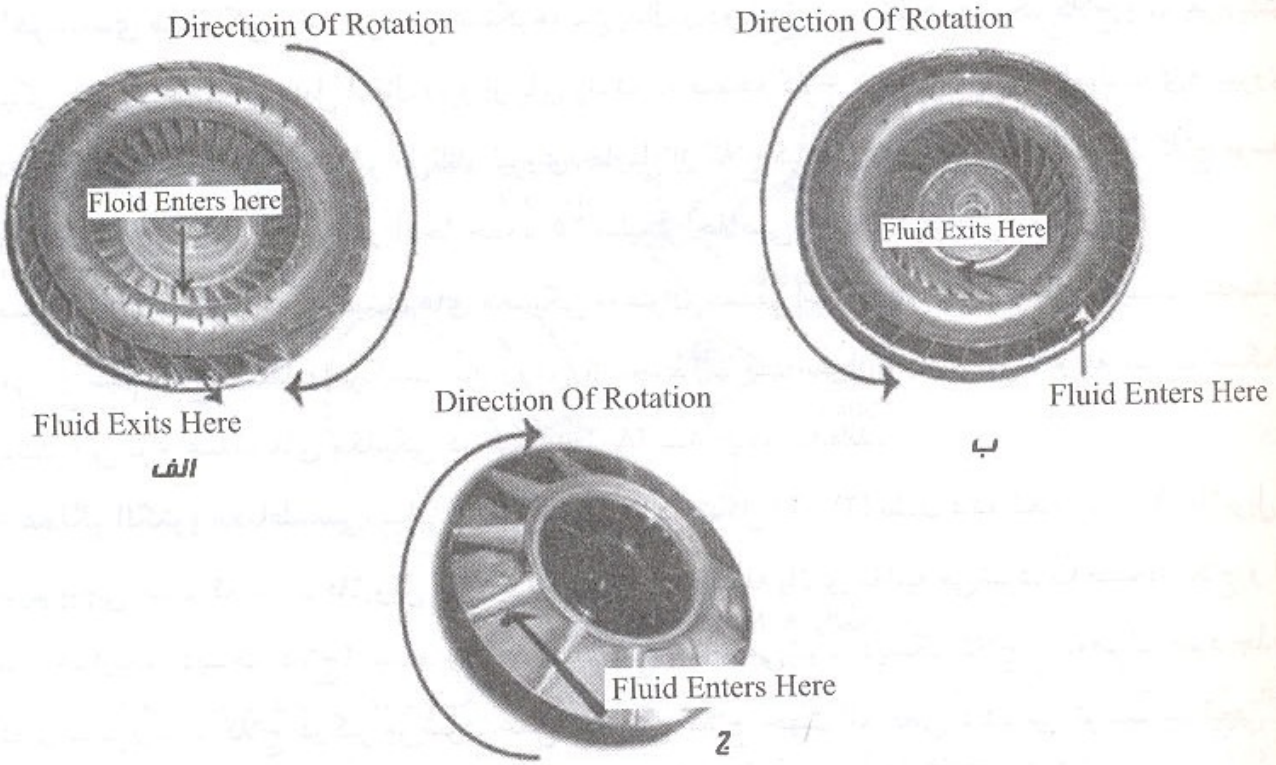
پمپ به‌کار رفته در داخل مبدل گشتاور یک نوع پمپ گریز از مرکز (سانتریفوژ) است. هنگامی‌که مبدل می‌چرخد، سیال از پمپ به بیرون پرتاب شده و باعث ایجاد خلا در مرکز پمپ می‌شود در نتیجه سیال بیشتری را به مرکز می‌کشاند. سپس سیال وارد تیغه‌های توربین که به گیربکس متصل است می‌شود. تیغه‌های توربین به‌گونه‌ای ساخته شده‌اند که مقداری کج باشند؛ این بدین معنا است که سیالی که از بیرون توربین (پمپ) به آن وارد می‌شود، قبل از خارج شدن آن از مرکز توربین، یک تغییر مسیر دارد. وقتی‌که توربین نیرویی به سیال وارد می‌کند تا باعث تغییر مسیر سیال شود از طرف دیگر سیال نیز نیرویی بر توربین وارد می‌کند که باعث حرکت توربین می‌گردد.

سیالی که از مرکز توربین خارج می‌شود، در یک مسیر متفاوت نسبت به زمانی‌که وارد شده بود، حرکت

می‌کند و در خلاف جهت چرخش پمپ می‌باشد. اگر سیال اجازه داشته باشد به پمپ ضربه بزند، باعث اتلاف نیرو و کند کار کردن موتور می‌شود. به‌همین دلیل برای جلوگیری از ضربه به پمپ، مبدل گشتاور یک استاتور دارد.

استاتور در مرکز مبدل قرار دارد تا سیال بازگشتی از توربین را به پمپ بفرستد. وظیفه‌ی آن هدایت دوباره‌ی سیال خروجی از توربین برای جلوگیری از ضربه زدن به پمپ می‌باشد، که به‌طور چشمگیری راندمان مبدل گشتاور را افزایش می‌دهد.

استاتور یک تیغه‌ی طراحی شده خیلی تهاجمی دارد که مسیر سیال را تقریباً به‌طور کامل وارونه می‌کند. یک کلاچ یک‌طرفه استاتور را به یک شفت ثابت در گیربکس ارتباط می‌دهد. به‌همین خاطر استاتور فقط می‌تواند در یک جهت دوران کند.



شکل(۲-۳۷) نحوه جریان سیال در الف) پمپ ب) توربین ج) استاتور

از مزایای مهم استفاده از مبدل‌های گشتاور نسبت به کلاچ‌های معمولی این است که انتقال گشتاور در خودروهای شامل مبدل‌ها به‌نرمی صورت می‌گیرد و نیاز به تنظیم خاصی ندارد. همچنین این خودروها می‌توانند با دنده درگیر نیز متوقف شده و یا حرکت کنند. اما با این حال در دورهای بسیار پایین و در لغزش ۱۰۰٪ هم به‌علت وجود لزجت روغن، هنوز مقداری گشتاور روی محور خروجی وجود دارد و یکی از بزرگترین معایب این مبدل‌ها وجود اندکی لغزش در حالت دنده درگیر می‌باشد و این باعث کاهش راندمان کلاچ هیدرولیک می‌شود.

برای رفع این نقیصه از مبدل گشتاور اصطکاکی استفاده می‌شود، در این نوع مبدل‌ها جهت رفع لغزش در هنگام درگیری دائمی، سیستم کلاچ اصطکاکی که در کنار مبدل گشتاور قرار دارد مورد استفاده قرار می‌گیرد،

در واقع در این حالت پمپ و توربین با هم به یک جسم صلب تبدیل شده و با هم شروع به چرخش می‌کنند. یکی دیگر از ویژگی‌های بارز مبدل گشتاور نسبت به کلاچ‌های اصطکاکی، استهلاک(دمپینگ) تمامی نوسانات سیستم انتقال قدرت یا موتور می‌باشد و همچنین به‌علت عدم وجود سایش و تماس بر روی قطعات متحرک، نیاز به تعمیر و نگهداری کمتری دارند.

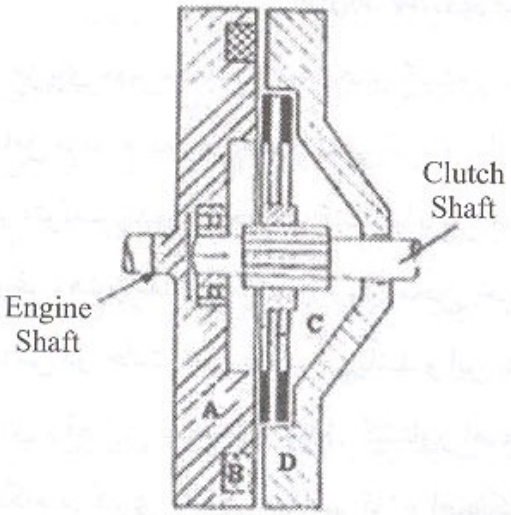
۲-۳-۱) عملگرهای سیستم کلاچ

عملگر کلاچ باید به‌نحوی عمل کند که نیروی اندکی را که توسط پای راننده به پدال وارد می‌شود به نیروی بزرگتری تبدیل نماید تا بتواند سبب جابه‌جایی صفحه فشارنده (دیسک کلاچ) و در نتیجه صفحه کلاچ گردد. انواع مختلف این عملگرهای مورد استفاده در کلاچ‌ها شامل اهرمبندی مکانیکی، الکترومغناطیس، هیدرولیک، الکترونیک و نیوماتیک (خلا) می‌باشند.

۱ - اهرم‌بندی مکانیکی: در این نوع عملگرها بین پدال و دو شاخ‌های محرک دیسک کلاچ یک اهرم‌بندی مکانیکی قرار می‌گیرد که عامل انتقال نیرو از پای راننده به صفحه کلاچ می‌باشد. این نوع میله‌بندی‌ها نیروی وارده توسط راننده را ۱۰-۱۲ برابر می‌کند. نیروی حاصل از کلاچ‌گیری بلافاصله پس از فشردن کلاچ توسط لنت‌ها احساس نمی‌شوند، زیرا در آن‌ها حدود ۲۵ میلیمتر خلاصی در نظرگرفته می‌شود.

در بسیاری از خودروها که از سیستم‌های مکانیکی به‌عنوان عملگر استفاده می‌کنند، به‌جای سیستم میله‌بندی اهرمی از سیم کلاچ استفاده می‌کنند. این روش از لحاظ ساخت بسیار آسان‌تر بوده و به نسبت سبک‌تر می‌باشد. این نوع عملگرهای مکانیکی در شکل (۲-۸) نشان داده شده‌اند.

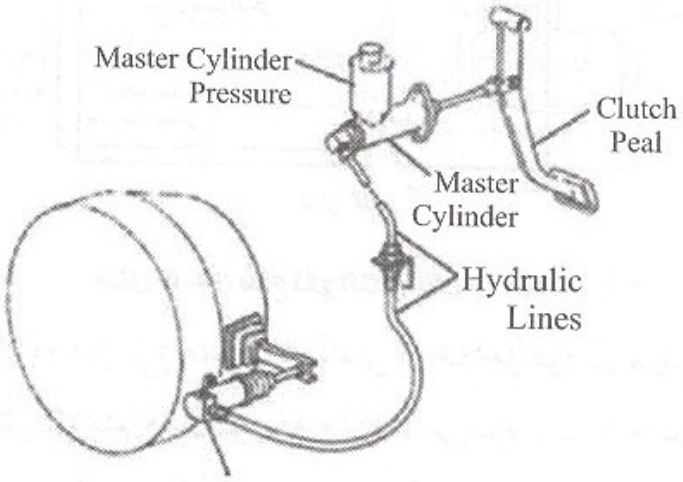
۲ - عملگر الکترو مغناطیسی: نمایی از این عملگرها در شکل (۲-۲۷) نشان داده شده است. A فلایویل و B سیم پیچی است که درون فلایویل قرار گرفته است و به‌وسیله باتری تغذیه می‌شود. C صفحه کلاچ و D صفحه فشارنده (دیسک کلاچ) است. وقتی‌که سیم پیچ تغذیه می‌شود، دیسک کلاچ را به‌طرف خود جذب کرده و بدین‌ترتیب کلاچ درگیر می‌شود. عمل خلاصی کلاچ جهت تعویض دنده نیز توسط سوئیچی که در کنار اهرم دنده قرار دارد انجام می‌گیرد؛ بدین ترتیب راننده با قطع آن می‌تواند جریان ورودی به سیم‌پیچ را قطع و صفحه کلاچ را از فلایول جدا کند تا عمل تعویض دنده صورت پذیرد.



شکل (۲-۲۷) کلاچ با عملگر مغناطیسی

این نوع عملگرها از لحاظ مکانیزم به‌مراتب ساده‌تر می‌باشند. برای راننده نیز استفاده از آن بسیار ساده‌تر است زیرا دیگر به پدال کلاچ نیاز نداشته و تنها با قطع و وصل کلید، کلاچ‌گیری انجام می‌شود. یکی دیگر از مهمترین مزایای این نوع از عملگرها، استفاده از آن‌ها در اتومبیل‌هایی است که فاصله کابین راننده از کلاچ زیاد است. و از مهمترین معایب آن‌ها نیز مشکل تولید حرارت زیاد در سیم‌پیچ است که در نتیجه، دفع این حرارت مشکل می‌باشد. و از طرفی علاوه بر هزینه سیم‌پیچی، با توجه به این‌که سیم‌پیچ در داخل فلایویل قرار می‌گیرد بنابراین باید تغییراتی در فلایول نیز انجام پذیرد که این خود مستلزم هزینه بیشتری می‌باشد.

۳ - عملگر هیدرولیکی: این نوع از عملگرها هنگامی به‌کار می‌روند که کلاچ در جایی نصب شده باشد که رساندن میله یا سیم به آن دشوار باشد و یا استفاده از عملگرهای مکانیکی نتواند نیروی لازم برای جابه‌جایی صفحه کلاچ را فراهم آورد (مانند کلاچ اتومبیل‌های پر قدرت)؛ زیرا در این حالت فنرهای دیسک کلاچ بسیار قوی هستند و فشار دادن پدال کلاچ مستلزم نیروی بیشتری می‌باشد.

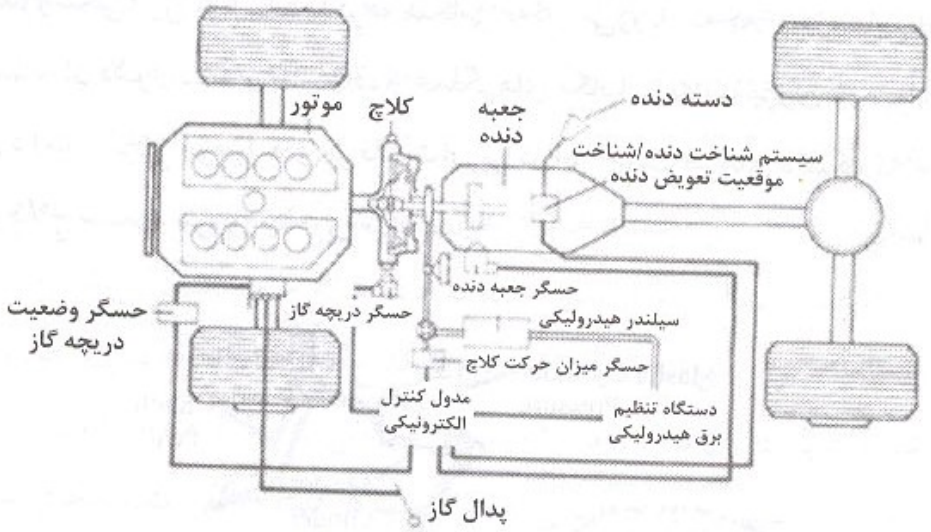


شکل (۲-۲۸) کلاچ با عملگر هیدرولیکی

در این نوع عملگر هنگامی‌که راننده پدال را فشار می‌دهد، پمپ هیدرولیکی مخصوصی که پشت پدال قرار دارد عمل کرده و در نتیجه سیال تحت فشار از این پمپ و از طریق یک لوله، وارد پمپی که پشت دیسک کلاچ قرار دارد می‌شود. این پمپ فشار هیدرولیکی را به‌حرکت مکانیکی تبدیل می‌کند. این سیستم را می‌توان به‌گونه‌ای طراحی نمود که با وارد شدن نیروی کمی به پدال کلاچ نیروی زیادی به دیسک وارد شود، این امر با استفاده از پیستون کوچکی در داخل پمپ پشت پدال و استفاده از پیستون بزرگتر در پمپ دوم می‌تواند صورت گیرد. این نوع کلاچ‌ها می‌توانند در کنار عملگرهای مکانیکی به‌عنوان سیستم کمکی نیز عمل کنند.

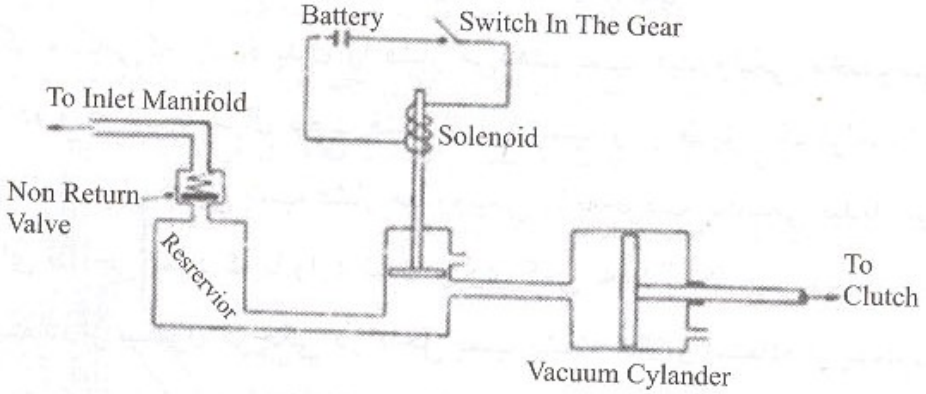
کلاچ‌های با عملگر هیدرولیکی تلفات اصطکاکی عملگرهای مکانیکی را نداشته و برای استفاده در خودروهایی که فاصله زیادی بین کابین راننده و کلاچ دارند مناسب می‌باشند. بزرگترین مزیت آن‌ها نیز همان‌طور که اشاره شد امکان ایجاد نیروهای بزرگتر می‌باشد.

۴ - **عملگر الکترونیکی:** این نوع عملگر در واقع عملگر هیدرولیکی است که به شیوه الکترونیکی کنترل می‌شود. این نوع کلاچ به پدال نیاز ندارد. سنسورها اطلاعات لازم درباره دریچه گاز، موتور، کلاچ و گیربکس را به یک مدول کنترل الکترونیکی می‌فرستند. وقتی راننده دنده را جابجا می‌کند، مدول کنترل الکترونیکی به دستگاه محرک هیدرولیکی سیگنال می‌فرستد. این دستگاه فشار سیال را در سیلندر هیدرولیکی کنترل می‌کند تا کلاچ را درگیر یا خلاص کند. کلاچ به سرعت خلاص می‌شود و در حالت خلاص می‌ماند تا راننده دسته دنده را رها کند.



شکل (۲-۲۹) طرح کلاچ الکترونیکی در خودرو

۵ - **عملگر نیوماتیک (خلأ):** در این نوع عملگرها قسمتی از خلأ موجود در منیفولد موتور برای عمل کلاچ در نظر گرفته می‌شود. در این سیستم همان‌طور که مشاهده می‌شود یک منبع توسط یک شیر یک‌طرفه به منیفوله ورودی متصل است و از طرفی دیگر توسط یک عملگر سلنوئیدی به یک سیلندر خلأ وصل می‌شود.



شکل (۲-۳۰) طرح عملگر نیوماتیک کلاچ

در سیستم کلاچ اکثر خودروهای سواری ساخت داخل که از سیستم انتقال قدرت دستی استفاده می‌کنند مانند پراید، ریو، پژو۴۰۵، رواَ، سمند و... از کلاچ تک صفحه‌ای خشک با فنر خورشیدی و عملگر مکانیکی(سیم کلاچ) استفاده می‌شود.

۲-۴) عیوب کلاچ

چنان‌چه میزان کارکرد کلاچ کم باشد، یعنی در حدود ۶۰ هزار کیلومتر یا کمتر، عیب و یا علت لغزش کلاچ را می‌توان یکی از این دو دانست: آلودگی روغن یا به‌هم خوردن تنظیم اتصالات کلاچ؛ اما چنان‌چه میزان کارکرد در حدود ۹۰ هزار کیلومتر یا بیشتر باشد، علت فرسودگی است و باید اجزاء معیوب را تعویض نمود. برای جلوگیری از آلودگی روغن، ابتدا باید پشت موتور و پوسته فلایویل را برای نشتی‌های روغن بررسی کرد. چنان‌چه در بازدید به هیچ‌گونه نشتی برخورد نکردیم باید تنظیم اتصال کلاچ را بررسی کرد. بیشتر خودروها با یک اتصال کابلی دارای مکانیزم تنظیم خودکار هستند که فرض می‌شود شرایط مطلوب تنظیم کلاچ را حفظ می‌کند. از برخی از عیب‌های رایج در سیستم کلاچ می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

الف) نامیزانی کلاچ: در برخی مواقع علت اصلی عیب کلاچ می‌تواند نامیزانی اتصال میل‌لنگ- فلایویل و یا اتصال فلایویل- کلاچ باشد. اگر نامیزانی وجود داشته باشد صفحه کلاچ تابیده شده و مانع از چرخش صحیح توپی کلاچ می‌شود. وجود نامیزانی در سیستم کلاچ باعث عیب‌های زیر می‌گردد:

۱ - سایش سریع زبانه‌های توپی صفحه کلاچ که ناشی از فشار غیریکنواخت بر روی سطح زبانه‌ها می‌باشد.

۲ - شکست و جدایی توپی از صفحه کلاچ که به‌علت خستگی و نیروی نامتقارن وارد بر اتصال توپی و صفحه کلاچ است.

۳ - ایجاد ضربه‌ها و برخوردهای شدید هنگام تعویض دنده

ب)سائیدگی لنت کلاچ: یکی از متداول‌ترین مشکلات کلاچ، سائیدگی و از بین رفتن لنت صفحه کلاچ می‌باشد، با از بین رفتن این لنت‌ها امکان درگیری فلز با فلز بوده و منجر به خراشیدگی، نامیزانی صفحه کلاچ و عدم انتقال گشتاور مناسب از فلایویل می‌شود.

ج)سفت شدن کلاچ: کلاچ سفت نیز یکی از مشکلات متداول است. همه کلاچ‌ها به میزانی از نیرو برای کامل فشرده شدن نیاز دارند. اگر نیاز به فشار زیادی در روی پدال کلاچ باشد، احتمالاً لقی و فاصله سیستم کلاچ از تنظیم خارج شده و هر کدام از اجزاء پدال، کابل، دو شاخه و یا یاتاقان‌ها به‌هم چسبیده باشند. نشستی روغن سیستم هیدرولیک و یا وجود هوا در خط هیدرولیک نیز می‌توانند باعث ایجاد این مشکل شوند.

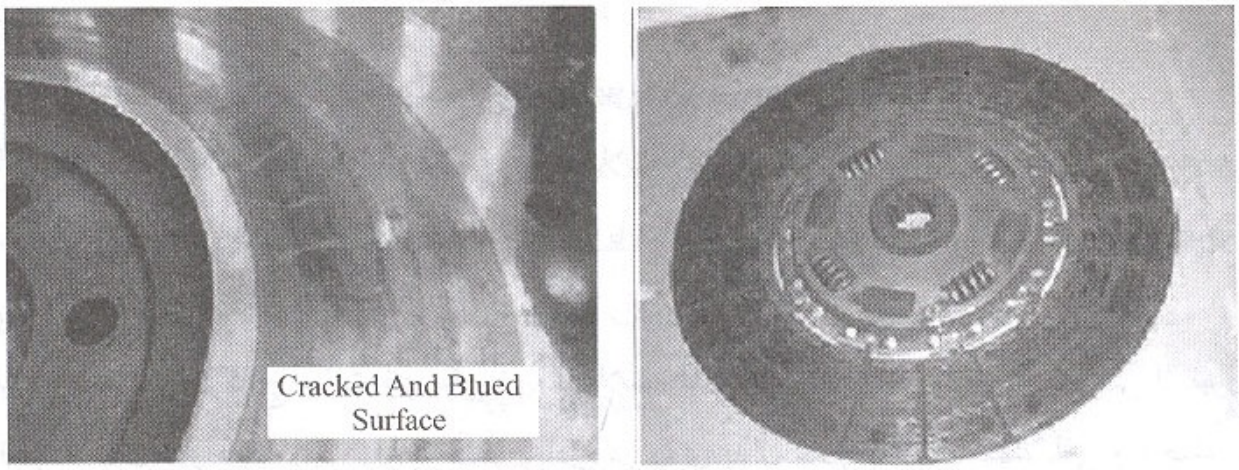
د) لغزش کلاچ: در این‌صورت کلاچ در حالت درگیر گشتاور و دور موتور را کامل انتقال نمی‌دهد و بازده آن کاهش می‌یابد. این عیب می‌تواند ناشی از سائیده شدن صفحه کلاچ، چرب شدگی و یا سفت شدن سطح لنت‌ها، آسیب دیدگی و تابیدگی دیسک کلاچ یا فلایویل، خرابی یا سایش فنر خورشیدی و عدم تنظیم بودن اتصالات کلاچ و یا لقی کم باشد.

هـ) عیب در حالت آزاد (غیر درگیر): ممکن است کلاچ در حالت آزاد (غیر درگیر) نیز مقداری گشتاور را انتقال دهد که باعث ایجاد سر و صدا و خرابی گیربکس و سیستم کلاچ می‌گردد که می‌تواند ناشی از نامیزانی و خمیدگی صفحه کلاچ، سایش و خرابی زبانه‌های توپی صفحه کلاچ، وجود روغن بر روی سطح صفحه کلاچ، خرابی یا سایش فنر خورشیدی و عدم تنظیم بودن لقی اجزا کلاچ باشد.

و) لرزش کلاچ هنگام شتاب‌گیری: لرزش کلاچ هنگام شتاب‌گیری و یا شروع حرکت خودرو می‌تواند ناشی از وجود روغن در روی صفحه کلاچ، سخت شدن لنت‌ها یا تابیدگی صفحه کلاچ، ضعیف بودن فنر خورشیدی، شل بودن اتصالات صفحه کلاچ و یا خمیدگی و نامیزانی دیسک کلاچ و فلایویل باشد.

ر) گیر کردن پدال کلاچ: این عیب می‌تواند ناشی از عدم روغن‌کاری صحیح محور پدال کلاچ، خرابی فنرهای صفحه کلاچ و خرابی و شکست اجزا اهرم‌بندی سیستم کلاچ باشد.

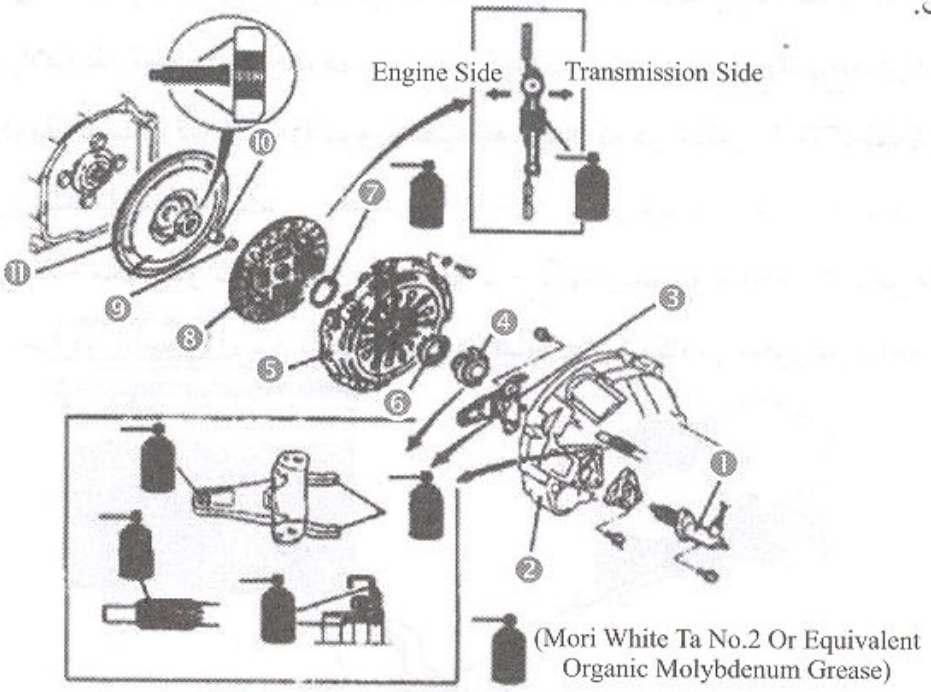
ز) صداهای غیر عادی کلاچ: منشأ ایجاد این صداها در سیستم کلاچ ناشی از خرابی و شکست دو شاخه یا یاتاقان‌های کلاچ، ضعیف بودن فنرهای لوله‌ای و عدم روغن‌کاری مناسب دو شاخه یا یاتاقان‌ها می‌باشد. اگر کلاچ در حالت توقف صدا کرد وقتی‌که کلاچ فشرده شد، صدا از بین رفت، اشکال ممکن است مربوط به محل اتصال دو شاخه با یاتاقان کلاچ باشد.



(۲-۳۱) سایش و ترک در صفحه کلاچ

۲-۵) تنظیمات کلاچ

برای تشخیص عیوب کلاچ و رفع نقایص و تنظیم یا تعویض قطعات، اصلی‌ترین کار آشنایی با روند باز و بست سیستم کلاچ می‌باشد. همان‌گونه که در شکل (۲-۳۲) مشخص است مراحل باز کردن سیستم کلاچ نشان داده شده است.



شکل (۲-۳۲) ۱- سیلندر کلاچ (هیدرولیکی) ۲- انتقال قدرت (گیربکس) ۳- دو شاخه کلاچ ۴- حلقه درون دیسک کلاچ ۵- پوسته کلاچ ۶- حلقه سه گوش صفحه کلاچ ۷- رینگ سیمی صفحه کلاچ ۸- صفحه کلاچ ۹- نشتبند روغن ۱۰- یاتاقان‌ها ۱۱- چرخ فلایویل.

در ادامه به تنظیم قسمت‌های مختلف اشاره می‌کنیم:

۱) **تنظیمات فلایویل:** سطح درگیری فلایویل با صفحه کلاچ باید سطح کاملاً نویی باشد و شرایط توصیه شده توسط سازنده را به‌طور کامل داشته باشد و در صورت وجود شکاف‌های حرارتی، تابیده شدن، سایش چرخدنده استاتور و مخروطی شدن سطح، باید فلایویل تعویض شود، البته در موارد سطحی با استفاده از تراش‌کاری می‌توان عیب را برطرف نمود. برای جداسازی فلایویل ابتدا باید وضعیت آن نسبت به میل‌لنگ و دیسک کلاچ مشخص شود تا هنگامی‌که در سر جای خود بسته می‌شود از ارتعاشات احتمالی موتور جلوگیری شود.

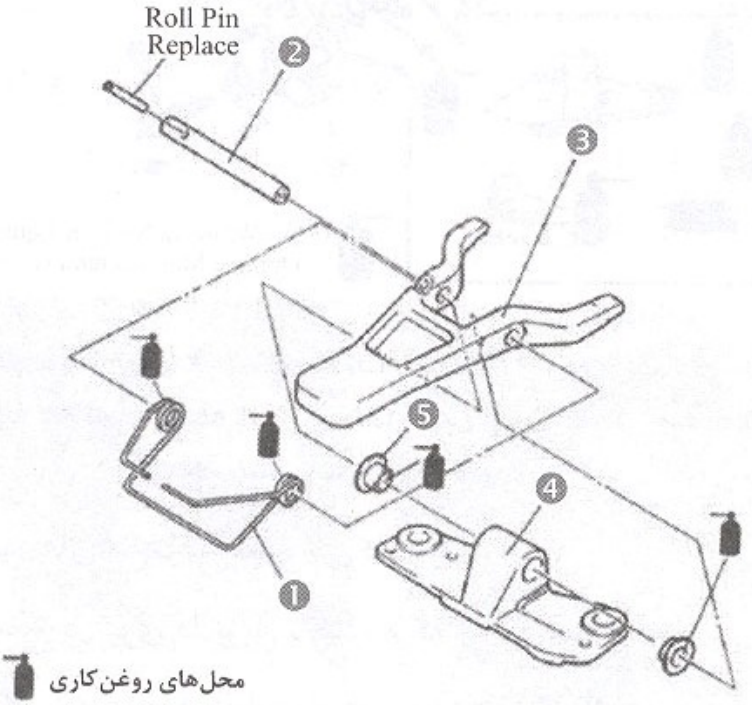
۲) **تنظیمات دیسک کلاچ:** در مورد نصب دیسک کلاچ باید دقت کرد که دیسک بر روی محور گیربکس به‌راحتی حرکت می‌کند. در غیر این‌صورت باید زبانه‌های محور و دیسک کلاچ را بررسی کنیم تا کاملاً خشک و تمیز بوده و سایش، خوردگی، سوراخ و پیچشی در روی سطوح خود نداشته باشد و باید زبانه‌ها را با گریس مقاوم در دمای بالا، گریس‌کاری کرد. باید دقت شود که بر روی سطح دیسک کلاچ هیچ‌گونه روغن و یا گریسی نباشد و درصورت وجود به طور کامل با دستمال خشک یا الکل‌دار پاک شود.

ضخامت لنت‌ها در روی صفحه کلاچ حداقل باید ۰/۳ mm باشد در غیر این‌صورت لنت کارآیی خود را از دست داده است. حداکثر نامیزانی که دیسک می‌تواند داشته باشد ۰/٦ mm می‌باشد و در غیر این‌صورت باید دوباره تنظیم شود.

۳) تنظیمات دو شاخه و یاتاقان‌ها: در صورت مشاهده هرگونه سایش، شکاف و سوختگی توصیه می‌شود که این قطعات بلافاصله تعویض شوند. در مورد باز کردن دو شاخه ابتدا باید پیچ‌های آن را جدا کرده و به همراه حلقه‌ی درون دیسک کلاچ آن را بیرون کشید. همچنان‌که در شکل (۲-۳۳) نشان داده شده دو شاخه کلاچ از اجزا زیر تشکیل شده است:

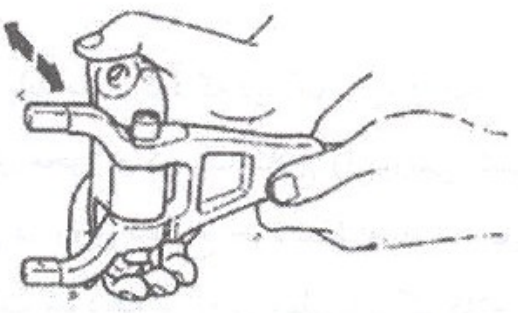
۱ - فنر برگشتی ۲ - محور دو شاخه ۳ - دو شاخه ٤ - نگهدارنده دو شاخه -۵ بوش‌ها

در هنگام مونتاژ اجزا دو شاخه رول پین (اتصال) بین دو شاخه و تکیه‌گاه در محور دو شاخه نصب می‌شود.

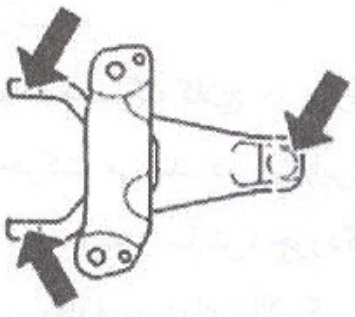


شکل (۲-۳۳) مونتاژ اجزا دو شاخه کلاچ

دو شاخه همانند شکل (۲-۳٤) در حرکت به‌طرف جلو و عقب باید به آرامی و نرمی حرکت کند و مانند شکل (۲-۳۵) سر دو شاخه و محل اتصال با یاتاقان را باید روغن‌کاری نمود.



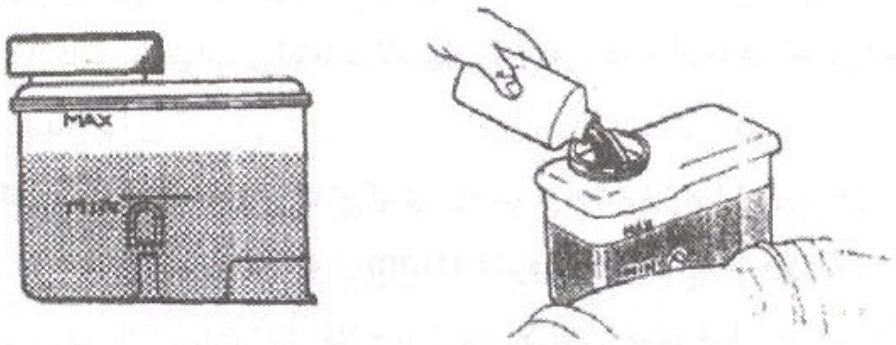
شکل (۲-۳٤) تنظیم حرکت به جلو و عقب دو شاخه



شکل (۲-۳۵) روغنکاری دو شاخه

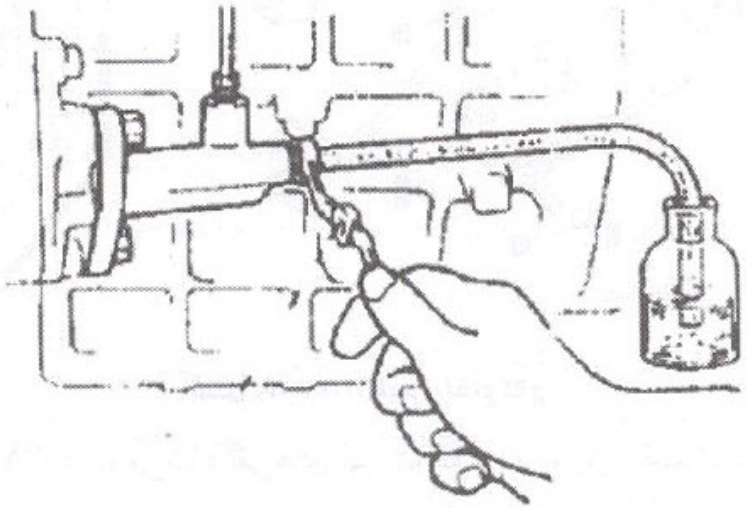
۴) تنظیم روغن کلاچ‌های هیدرولیکی: در نگه‌داری کلاچ هیدرولیکی بازرسی روغن کلاچ امری ضروری می‌باشد و باید به نکات زیر توجه نمود:

- در منبع روغن باید مقدار روغن همچنان‌که در شکل (۲-۳۶) نشان داده شده است بین مقدار ماکزیمم و مینیمم که بر روی منبع روغن کلاچ نشان داده شده‌اند، قرار بگیرد. اگر مقدار روغن از حد مینیمم کمتر باشد باید سیستم کلاچ برای جلوگیری از نشتی بررسی شده و روغن دوباره به منبع اضافه گردد.
- تنها باید از یک نوع روغن مخصوص استفاده کرد و روغن‌های مختلف را با هم مخلوط نکرد. از روغن کلاچ قدیمی دوباره نباید استفاده کرد و مراقب بود روغن کلاچ بر روی سطوح رنگی(مانند بدنه خودرو) نریزید.



شکل (۲-۳۶) منبع روغن کلاچ و محل قرارگیری مناسب روغن در آن

- برای تعویض روغن کلاچ، ابتدا شیر روغن کلاچ را باز می‌کنیم و با فشردن پدال کلاچ تمام روغن کلاچ قدیمی را خارج می‌کنیم، سپس شیر روغن را بسته و روغن کلاچ جدید را تا مقدار ماکزیمم منبع روغن کلاچ اضافه می‌کنیم. بعد از این عملیات کارکرد کلاچ و عدم نشتی روغن را باید چک کنیم، نکته قابل توجه این می‌باشد که سیستم روغن کلاچ بعد از هر بار باز و بست باید هواگیری شود تا از ورود هوا به منبع روغن جلوگیری شود، برای انجام این کار بعد از اضافه کردن روغن و بستن شیر روغن، پیچ هوای سیستم روغن باز شده و سپس با چندین بار کلاچ‌گیری هوا از سیستم خارج می‌گردد.

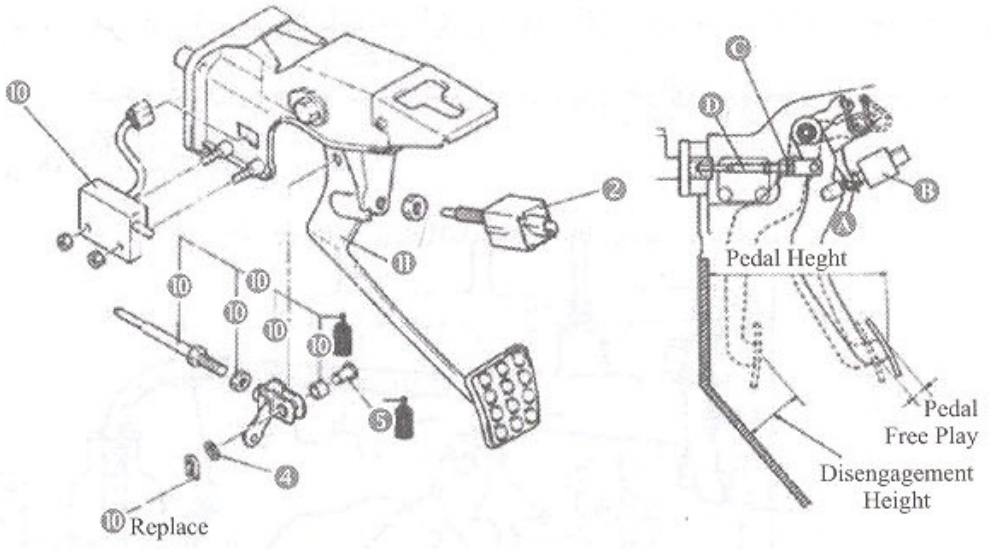


شکل (۲-۳۷) تعویض روغن

روغن کلاچ (ترمز) تولیدی شرکت نفت پارس، نوعی از سیالات هیدرولیکی با کارآیی بالا هستند که در سیستم‌های ترمز و کلاچ انواع خودروها استفاده می‌شوند. از آنجایی‌که این محصولات به‌شدت جاذب رطوبت هستند، باید از تماس آن‌ها با آب و محیط‌های مرطوب جلوگیری کرد. این روغن‌ها در سیستم‌های ترمز دیسکی یا کاسه‌ای و کلاچ سیستم‌های هیدرولیک خودرو که در آن استفاده از مایع ترمز توصیه شده، قابل استفاده می‌باشند. مایع ترمزهای تولیدی شرکت نفت پارس، بر اساس سطوح کارآیی موردنیاز و پیشنهادی از طرف شرکت سازنده خودرو در دو سطح کارآیی DOT3 و DOT4 تولید می‌شوند.

مایع ترمز (کلاچ) مرغوب حداکثر دارای دو سال کارکرد مفید است و پس از سپری شدن این مدت حتماً باید تعویض شود. روغن کلاچ مرغوب باید دارای گران‌روی مناسب در دمای پایین، امکان تبخیر بسیار کم، عدم ایجاد حباب، سازگاری با فلزات و قطعات لاستیکی مختلفی که با آن‌ها در تماس است و سازگاری با کاسه نمدها داشته باشد.

۵) تنظیم پدال کلاچ: برای اینکه عمل کلاچ‌گیری راحت و آسان شود باید بین اجزا سیستم کلاچ، لقی وجود داشته باشد، لقی به این معنا است که تا ۱٤mm فشردن پدال کلاچ، نیروی مقاوم توسط پای راننده حس نشود و همچنین قبل از رسیدن پدال کلاچ به انتهای کورس خود، عمل تعویض دنده میسر باشد که باعث تعویض بهتر دنده و سایش کمتر قطعات کلاچ گردد. به‌صورت استاندارد در اکثر خودروها فاصله بین پدال کلاچ و موکت کف خودرو درحالتی که پدال کلاچ فشرده نشده باید ۱۸-۱٦ سانتیمتر و درحالتی‌که پدال کلاچ تا ته فشرده می‌شود حداقل باید ۵ سانتیمتر باشد.



شکل (۲-۳۸) تنظیم ارتفاع کلاچ

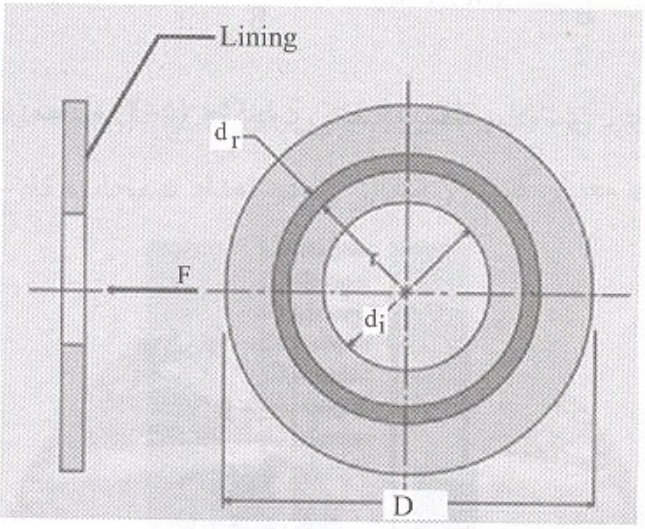
همچنان‌که در شکل (۲-۳۸) دیده می‌شود لقی‌های سیستم کلاچ از طریق تنظیم اتصال C و لغزنده C انجام می‌گیرد. تنظیم پدال کلاچ از طریق تنظیم اتصال A و جابه‌جایی لغزنده B انجام می‌پذیرد.

۲-۶) معادلات حاکم بر سیستم کلاچ و تحلیل دینامیکی آن

در تحلیل دینامیکی کلاچ، هدف یافتن گشتاور انتقالی توسط کلاچ می‌باشد که به مشخصات هندسی و مقدار نیروی سطح کلاچ بستگی دارد. شکل (۲-۳۹) صفحه کلاچ اصطکاکی را با قطر بیرونی D و قطر کوچک d نشان می‌دهد. می‌خواهیم نیروی محوری F که گشتاور معین T و فشار P را به‌وجود می‌آورد، محاسبه کنیم. بسته به چگونگی ساختمان کلاچ، به‌طور کلی دو روش برای حل این مسئله وجود دارد:

- روش فشار ثابت
- روش سایش یکنواخت؛

چنان‌چه دیسک‌ها صلب باشند، ابتدا بیشترین مقدار سایش در سطوح دورتر رخ می‌دهد، زیرا کار مالش در آن سطوح بیشتر است. پس از آن‌که مقداری سایش رخ داد، توزیع فشار چنان خواهد شد که سایش به‌صورت یکنواخت در خواهد آمد. در روش دیگر فنرهایی برای توزیع یکنواخت فشار روی سطح به‌کار می‌رود و در کلاچ‌های تازه و با کارکرد کم، فرض توزیع یکنواخت فشار به‌کار می‌رود.



شکل (۲-۳۹) مشخصات هندسی صفحه کلاچ

۲-۶-۱) سایش یکنواخت کلاچ

پس از آن‌که سایش آغازین انجام شده و دیسک‌ها آن‌قدر سائیده شدند که سایش یکنواخت ممکن گردد، بیشترین فشار می‌بایستی در $r = \frac{d}{2}$ (بیرونی‌ترین سطح صفحه کلاچ) روی دهد تا این‌که سایش را یکنواخت در نظر بگیریم. حال اگر بیشترین فشار را با P_a نشان دهیم می‌توان نوشت:

$$Pr = P_a \frac{d}{2} \rightarrow P = P_a \frac{d}{2r} \qquad (۲-۱)$$

زیرا کار انجام شده در هر شعاعی از صفحه دیسک باید با هم برابر باشد.

با توجه به شکل (۲-۳۹) جز کوچکی از این سطح را به شعاع r و پهنای dr در نظر می‌گیریم. مساحت این جزء برابر با $2\pi rdr$ می‌شود و حاصل‌ضرب این سطح در فشار به‌صورت نیروی وارد بر آن سطح جزئی می‌باشد.

$$dF = 2\pi r dr \times P \qquad (۲-۲)$$

با تغییر r از $\frac{d}{2}$ تا $\frac{D}{2}$ و انتگرال‌گیری، می‌توانیم کل نیروی عمودی وارد بر سطح را بدست آوریم:

$$N = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} 2\pi p r dr = \pi P_a d \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} dr = \frac{\pi P_a d}{2}(D-d) \qquad (۲-۳)$$

نیروی اصطکاکی از حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک لنت صفحه کلاچ در نیروی عمودی بدست می‌آید:

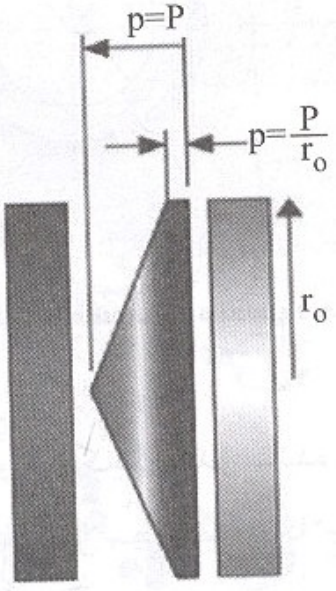
$$F = \mu \frac{\pi P_a d}{2}(D-d) \qquad (۲-۴)$$

مقدار گشتاور پیچشی با انتگرال‌گیری از حاصل‌ضرب نیروی اصطکاکی در شعاع پیدا می‌شود:

$$T = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} dF.r = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \mu.dN.r = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \mu.(2\pi Pr\, dr).r = \frac{\pi \mu P_a d}{8}(D^2 - d^2) \qquad (۲-۵)$$

اگر مقدار F را از معادله (۲-۴) در معادله (۲-۵) جاگذاری کنیم به رابطه ساده‌تری برای گشتاور پیچشی می‌رسیم:

$$T = \frac{N\mu}{4}(D+d) \qquad (۲-۶)$$



شکل (۲-۴۰) کلاچ با سایش یکنواخت

۲-۶-۲) فشار یکنواخت کلاچ

هنگامی‌که نمی‌توان فشار را روی سطح، یکنواخت فرض کرد نیروی عمودی وارد بر سطح به‌راحتی از ضرب کردن فشار در سطح بدست می‌آید:

$$dN = P.dA = P.2\pi rdr \Rightarrow N = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} P2\pi rdr \qquad N = \frac{P\pi}{4}(D^2 - d^2) \qquad (۲-۷)$$

حال نیروی مالشی نیز مانند حالت سایش یکنواخت از حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک صفحه کلاچ (μ) در نیروی عمودی بدست می‌آید:

$$dF = \mu dN \Rightarrow F = \frac{\mu P\pi}{4}(D^2 - d^2) \qquad (۲-۸)$$

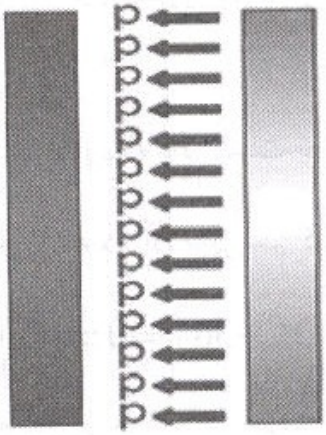
مانند حالت پیش، اندازه گشتاور پیچشی انتقالی توسط کلاچ با انتگرال‌گیری از حاصل‌ضرب نیروی مالشی در شعاع بدست می‌آید:

$$T = 2\pi\mu P \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} r^2 dr = \frac{2\pi\mu P}{24}(D^3 - d^3) \qquad (۲-۹)$$

و حال اگر نیروی عمودی را در رابطه (۲-۹) از رابطه (۲-۷) جاگذاری کنیم، داریم:

$$T = \frac{N\mu}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \qquad (۲-۱۰)$$

در هر دو روش گفته شده مقدار گشتاور پیچشی انتقالی برای کلاچ تک صفحه‌ای بدست آمده است حال اگر کلاچ چند صفحه‌ای باشد باید مقدار گشتاور انتقالی را در تعداد صفحات کلاچ ضرب کنیم.



شکل (۲-۴۱) کلاچ با فشار یکنواخت

مثال (۲-۱):

یک کلاچ تک‌صفحه‌ای اصطکاکی دارای قطر بیرونی ۲۰۰mm و قطر درونی ۱۵۰mm است. ضریب اصکاک ۰/۲٤ است و فشار نباید از ۹۵۰kpa بیشتر باشد. با به‌کار بردن هر دو روش سایش یکنواخت و فشار یکنواخت، نیروی عمل کننده و گشتاورانتقالی را بدست آورید.

۱ - فشار یکنواخت:

نیروی عمودی $N = \frac{P\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{950 \times \pi}{4} \times 10^3 (200^2 - 150^2) \times 10^{-6} = 13.06kN$

نیروی اصطکاکی $F = \mu N - 3.13kN$

گشتاور انتقالی $$T=\frac{N\mu}{3}\frac{D^3-d^3}{D^2-d^2}=275.74N.m$$

۲) سایش یکنواخت:

نیروی عمودی: $$N=\frac{\pi P_a d}{2}(D-d)=\frac{\pi\times950\times150\times10^3}{2}(200-150)\times10^{-3}=11.19kN$$

نیروی اصطکاکی: $$F=\mu N=0.24\times11.19=2.69kN$$

گشتاور انتقالی: $$T=\frac{N\mu}{4}(D+d)=235N.m$$

همچنان‌که مشاهده می‌شود به‌طور معمول گشتاور انتقالی در حالت فشار یکنواخت که کلاچ نو و با کارکرد کمتر می‌باشد نسبت به‌حالت سایش یکنواخت که کلاچ کارکرده می‌باشد، بیشتر است.

(مثال ۲-۲):

کلاچ صفحه‌ای، زیر سایش یکنواخت با اندازه‌هایی مانند شکل (۲-۳۹) و ماده اصطکاکی با توانایی تحمل حداکثر فشار P_a می‌باشد. نسبت متداول چنین کلاچ‌های صفحه‌ای بین $0.45\le\frac{d}{D}\le0.8$ است. آیا مقدار معینی از نسبت $(\frac{d}{D})^*$ وجود دارد مانند $(\frac{d}{D})$ وجود دارد که بیشترین ظرفیت گشتاور مجاز را بتوان برای یک کلاچ صفحه‌ای با قطر بیرونی معین D فراهم ساخت؟

برای حال این مسئله ابتدا از طریق رابطه (۲-۵) گشتاور انتقالی را به‌صورت تابعی از d و D می‌نویسیم:

$$T=\frac{\pi\mu P_a d}{8}(D^2-d^2)$$

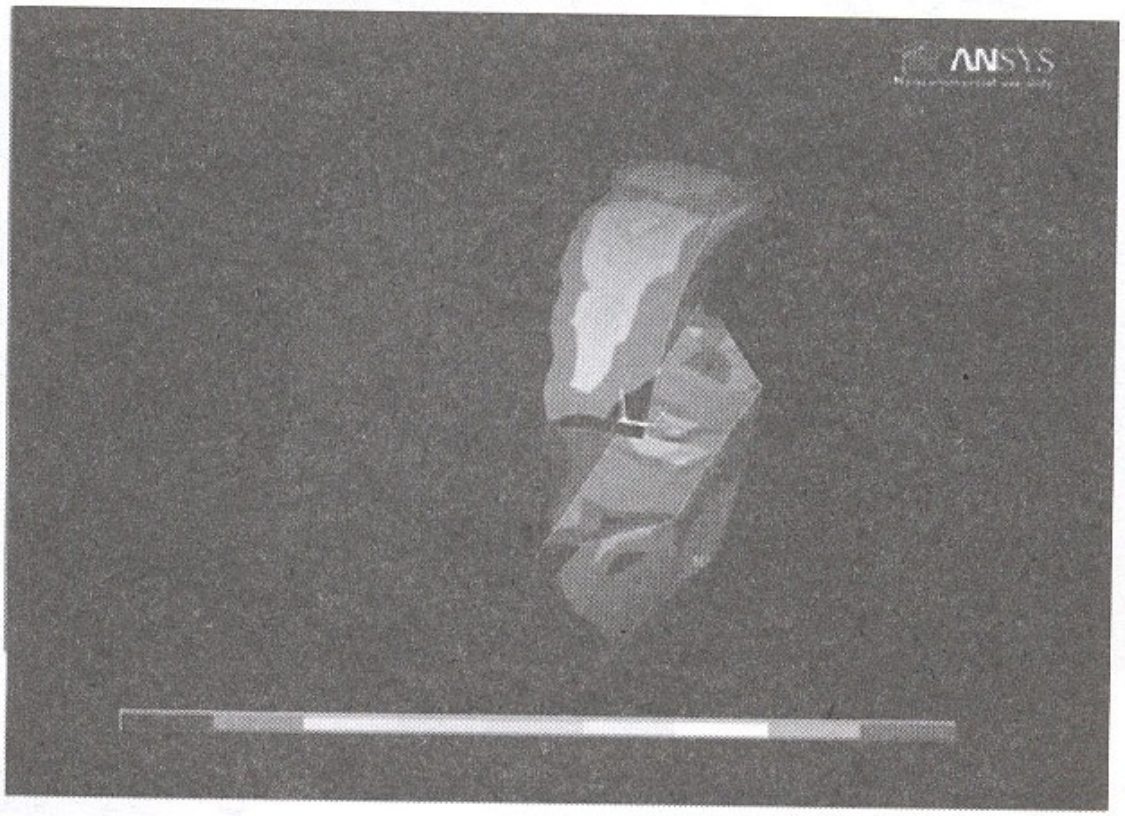
سپس برای بدست آوردن گشتاور ماکزیمم از رابطه بالا نسبت به d مشتق گرفته و آن را برابر با صفر قرار می‌دهیم تا نسبت قطر درونی به قطر بیرونی که در آن ماکزیمم گشتاور رخ می‌دهد را بدست آوریم:

$$\frac{dT}{d(d)}=\frac{\pi\mu P_a}{8}(D^2-3d^2)=0\Rightarrow D^2-3d_2^2=0\Rightarrow(\frac{d}{D})^*=0.577$$

۲-۷) نرم افزار تحلیلی تنش کلاچ

با توجه به عملکرد کلاچ که تحت بارهای ضربه‌ای شدید و سایش در دورهای بالا قرار دارد کلاچ تحت تنش‌های خستگی و لهیدگی بالایی قرار می‌گیرد. برای بدست آوردن ظرفیت انتقال گشتاور، مقاومت در برابر بارهای وارده و عمر کلاچ باید با توجه به جنس کلاچ حداکثر تنش قابل تحمل توسط کلاچ بدست بیاید. امروزه با استفاده از نرم‌افزار ANSYS می‌توان توزیع تنش را در کلاچ بدست آورد که روند کار آن به این‌صورت می‌باشد که پس از مدل‌سازی کلاچ و تعیین جنس و مختصات فیزیکی کلاچ بر اساس نیروی وارده در دورهای مختلف می‌توان توزیع تنش و نقاط بحرانی که تنش در آن‌ها بالا می‌باشد، را بدست آورد.

نوان مثال برای یک نوع کلاچ دنده‌ای مدل‌سازی و توزیع تنش در شکل (۲-۴۲) نشان داده شده‌است که
ط پر رنگ، نقاط بحرانی که دارای تنش بالایی می‌باشند را نشان می‌دهد.



شکل (۲-۴۲) مدل‌سازی و تحلیل تنش کلاچ دنده‌ای با نرم افزار ANSYS

فصل سوم:

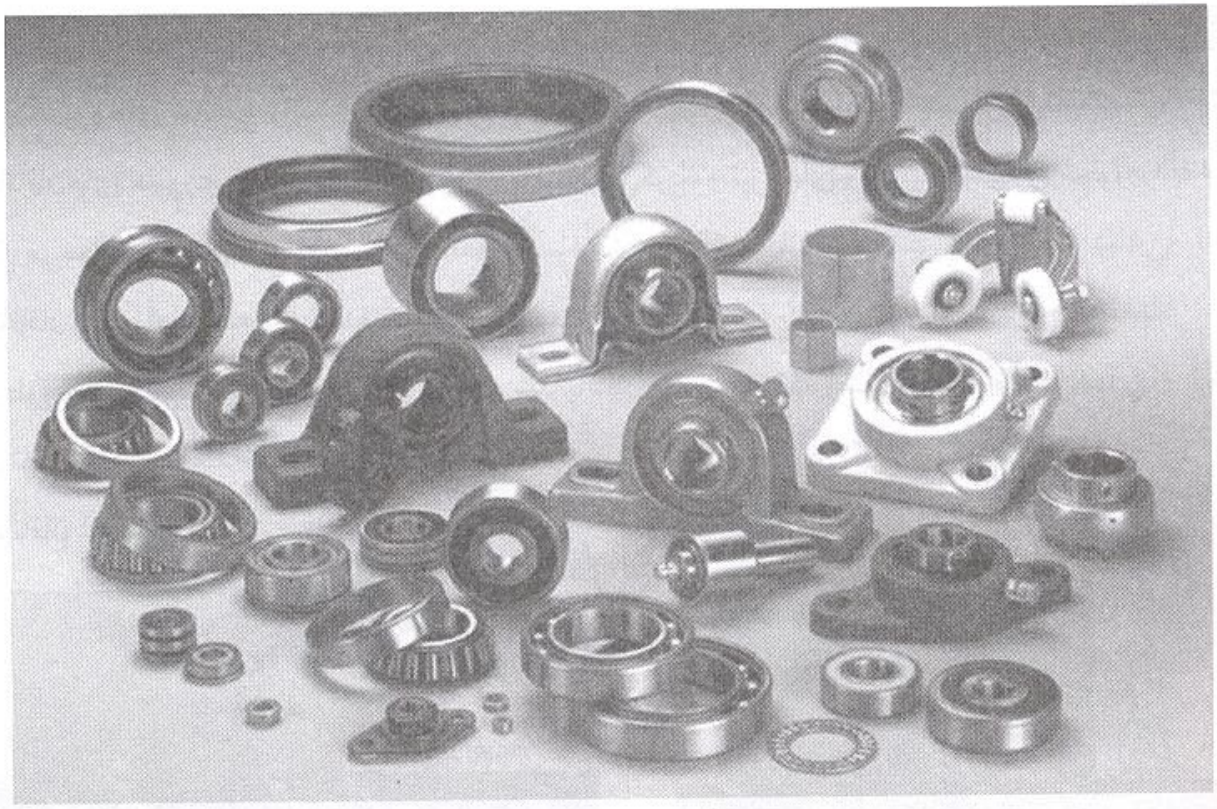
یاتاقان ها و کاربرد آن در سیستم انتقال قدرت

۳-۱) اصول کار یاتاقان

هنگامی‌که دو سطح مختلف بر روی یکدیگر می‌لغزند، اصطکاک یا سایش ایجاد می‌شود. اصطکاک که در واقع مقاومت در برابر حرکت است، تولید گرما کرده، توان مورد نیاز را افزایش می‌دهد و آثار نامطلوب دیگری نیز به‌همراه دارد. کاهش یا حذف اصطکاک به دو طریق صورت می‌گیرد. یکی از آن‌ها روان‌کاری است که بین قطعات متحرک، لایه‌ای از مواد روان‌کار به‌وجود می‌آورد. هدف از این کار، فراهم ساختن سطحی صاف است تا قطعات غلتشی یا لغزشی بر روی آن حرکت کنند. لایه روان‌کار در واقع قطعات متحرک را در شرایط ایده‌آل از هم جدا ساخته و بار یا فشار اعمال شده را دریافت می‌کند. این روش اساس کار یک دسته از یاتاقان‌ها به نام یاتاقان لغزشی می‌باشد. روش دوم کاهش اصطکاک، استفاده از یاتاقان‌هایی است که خود می‌بایست روان‌کاری شوند. این یاتاقان‌ها در تحمل بار یا فشار وارد شده موثر واقع می‌شوند و این روش اساس کار استفاده از یاتاقان‌های غلتشی (ضد اصطکاک) می‌باشد.

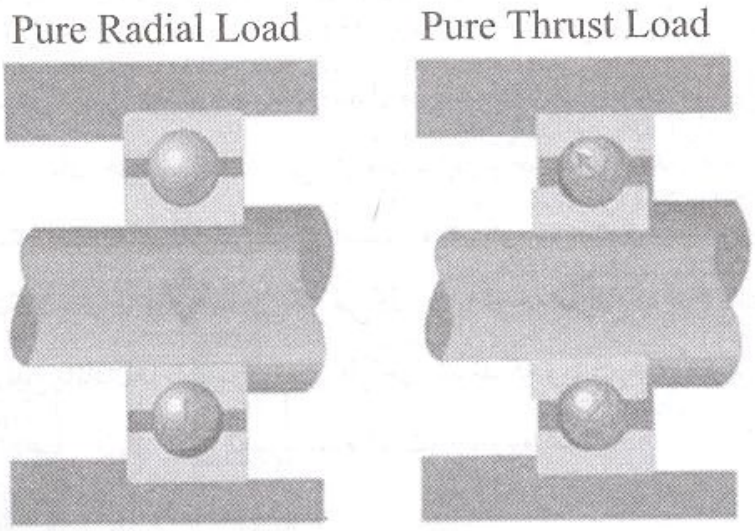
به‌طور کلی در واقع یاتاقان به هر نوع تکیه‌گاه گویند که یک محور چرخان را نگه می‌دارد؛ یا ریل راهنمایی است که محور در داخل آن می‌لغزد به‌عبارت دیگر وظیفه اصلی یاتاقان تحمل نیروها و کاهش اصطکاک می‌باشد.

یاتاقان‌ها با محدود کردن حرکت محور، چرخش آن را روان‌تر و کارایی آن را افزایش می‌دهند. و با کاهش تلفات توان منتقل شده، بازده کل سیستم انتقال قدرت را افزایش می‌دهند.



شکل (۳-۱) یاتاقان

یاتاقان‌ها به‌طور کلی می‌توانند انواع بارهای شعاعی، محوری و یا ترکیبی از این دو را تحمل کنند. بارهای شعاعی، به بارهایی گفته می‌شود که عمود بر صفحه شفت وارد می‌شوند. بارهای محوری نیز در امتداد محور شفت و موازی با مرکز شفت وارد می‌شوند.



شکل (۳-۲) بار محوری و شعاعی وارد بر یاتاقان

۳-۲) انواع یاتاقان‌ها

یاتاقان‌ها از یک دیدگاه براساس تکیه‌گاهی که طراحی می‌شوند به سه دسته تقسیم می‌گردند:

۱- یاتاقان‌های محورگردان، که محل اتکای محور چرخان می‌باشند. (قسمتی از محور که در داخل یک

یاتاقان می‌چرخند، یاتاقان‌گرد گفته می‌شود) این یاتاقان‌ها حرکت شعاعی محور را محدود می‌سازند و می‌توانند نیروهای شعاعی را به خوبی تحمل کنند.

۲- یاتاقان‌های محوری که از حرکت محوری جلوگیری کرده و نیروهای وارده در راستای محور را به‌خوبی تحمل می‌نمایند.

۳- یاتاقان‌های راهنما که برای هدایت یا نگه داشتن قطعات لغزنده به‌کار می‌روند.

امّا به‌طور کلی همچنان‌که در بخش قبل اشاره شد یاتاقان‌ها به دو دسته اصلی تقسیم می‌شوند:

۱- یاتاقان غلتشی (ضداصطکاک)

۲- یاتاقان لغزشی (ساده)

شکل (۳-۳) a) یاتاقان غلتشی b) یاتاقان لغزشی

۳-۲-۱) یاتاقان‌های با تماس غلتشی (ضداصطکاک)

عبارت یاتاقان‌های با تماس غلتشی (Rolling contact bearing)، یاتاقان ضداصطکاک (Anti friction bearing) و یاتاقان غلتشی همه برای معرفی آن گروه از یاتاقان‌ها به‌کار می‌روند که در آن بار اصلی از راه اجزایی که به‌جای تماس مالشی، در تماس غلتشی هستند، انتقال می‌یابد. در یک یاتاقان غلتشی، مالش در آغاز حرکت حدود دو برابر مالش در جریان حرکت است. ولی باز هم با این وجود، این مقدار مالش یاتاقان‌های غلتشی در برابر مالش در آغاز حرکت یاتاقان‌های لغزشی ناچیز است. مقدار بار، سرعت و ویسکوزیته روان‌ساز به‌هنگام کار بر روی ویژگی‌ها و عملکرد یک یاتاقان غلتشی اثر می‌گذارد. با توجه به این‌که این یاتاقان‌ها از پیش طراحی و ساخته می‌شوند بنابراین این یاتاقان‌ها باید به‌گونه‌ای طراحی شوند که ویژگی‌های زیر را داشته باشند:

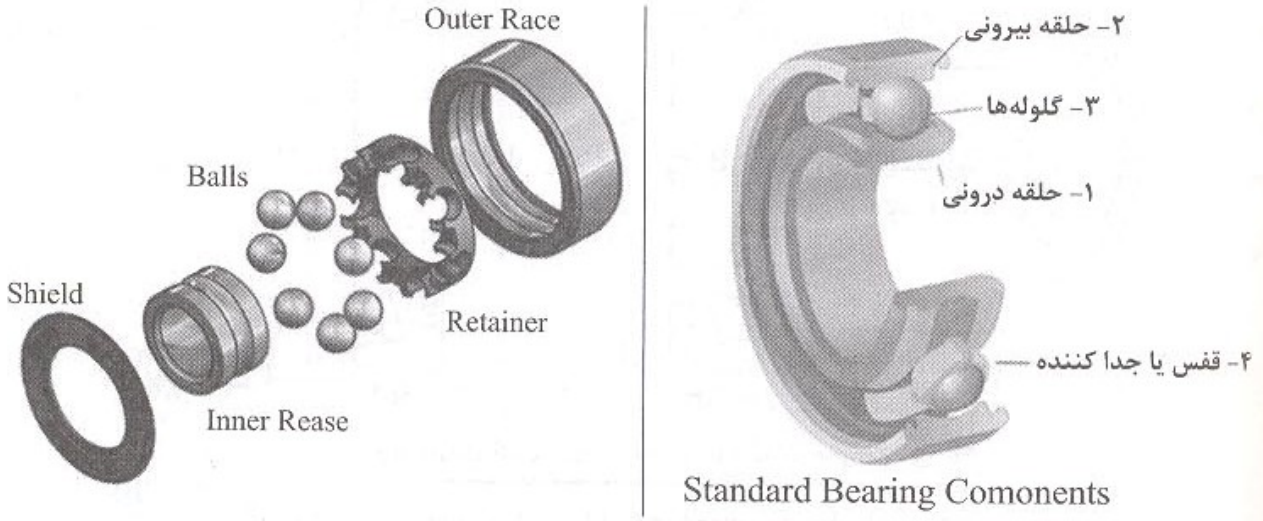
- درون فضایی که اندازه‌های آن از پیش تعیین شده است، جا زده شوند.
- بتوانند باری با ویژگی‌های معین را تحمل کنند.
- و بالاخره باید تحت شرایط کاری معین، بتوانند عمر قابل قبولی را داشته باشند.

در یاتاقان‌های غلتشی، ساچمه‌ها (بلبرینگ) و غلتک‌ها (رولر) به فاصله‌های مساوی، جدای از یکدیگر نگه داشته می‌شوند. این کار به‌وسیله جدا کننده (نگهدارنده یا غلاف) انجام می‌شود که برای بهبود کار یاتاقان لازم است و در عین حال، از به‌وجود آمدن اصطکاک اضافی نیز جلوگیری می‌کند.

می‌توان یاتاقان‌های غلتشی را به انواع زیر تقسیم کرد:

۳-۲-۱-۱) یاتاقان ساچمه‌ای (بلبرینگ)

این یاتاقان‌ها نیروهای شعاعی را به‌خوبی تحمل می‌کنند. واژه‌های فنی یک یاتاقان ساچمه‌ای را در شکل (۳-٤) می‌بینیم که از چهار قسمت اصلی تشکیل شده است؛ حقله بیرونی، حلقه درونی، گلوله‌ها و قفس یا جدا کننده. هر چند که قفس در جدا کردن اجزا اهمیت شایانی داشته و مانع ایجاد سایش بین ساچمه‌ها می‌شود ولی بعضی از یاتاقان‌های ارزان‌تر فقس ندارند.

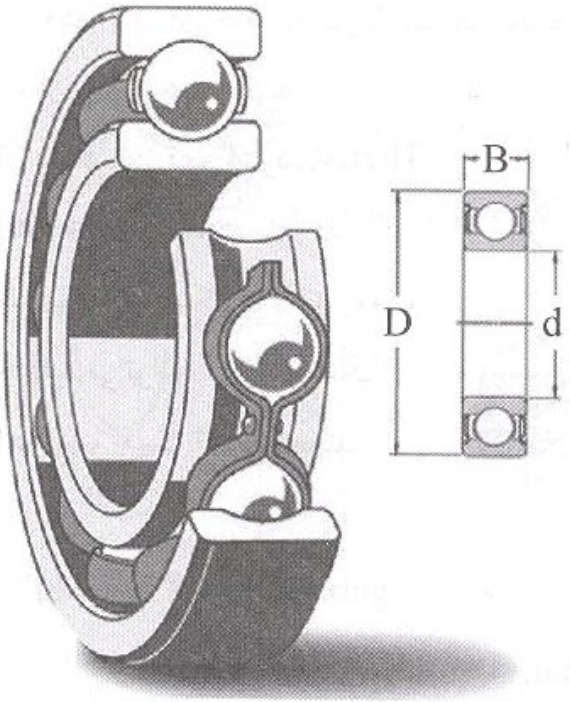


شکل (۳-۴) واژه‌های فنی در در دو نوع یاتاقان ساچمه‌ای

اغلب یاتاقان‌های ساچمه‌ای در طرح‌های زیر ارائه می‌شوند:

۱- یاتاقان ساچمه‌ای شعاعی یک ردیفه (single raw deep grove ball bearing): رایج‌ترین نوع یاتاقان‌های ساچمه‌ای می‌باشند و به این یاتاقان‌ها به لحاظ عمق زیاد حلقه، یاتاقان با شیار عمیق نیز می‌گویند. این یاتاقان می‌تواند به‌طور کامل بار شعاعی و اندکی بار محوری را تحمل کند. اما اگر بار محوری وارد سنگین باشد باعث بیرون افتادن ساچمه‌ها از شکاف می‌شود.

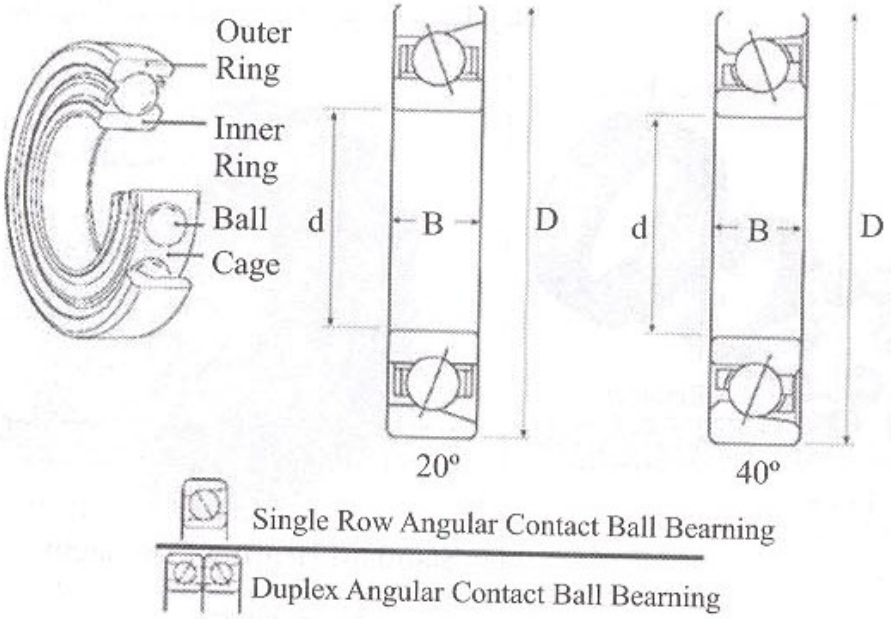
در تکیه‌گاه‌های محورهای گیربکس خودرو به‌طور معمول از این نوع یاتاقان استفاده می‌شود.



شکل (۳-۵) یاتاقان ساچمه‌ای شیار عمیق و شکاف ساچمه زنی

۲- یاتاقان با تماس زاویه‌ای(Angular – contact bearing) : این یاتاقان‌ها بسته به میزان بار تحملی به‌صورت یک ردیفه و دو ردیفه ساخته می‌شوند و برای تحمل ترکیبی از بارهای محوری و شعاعی طراحی می‌شوند.

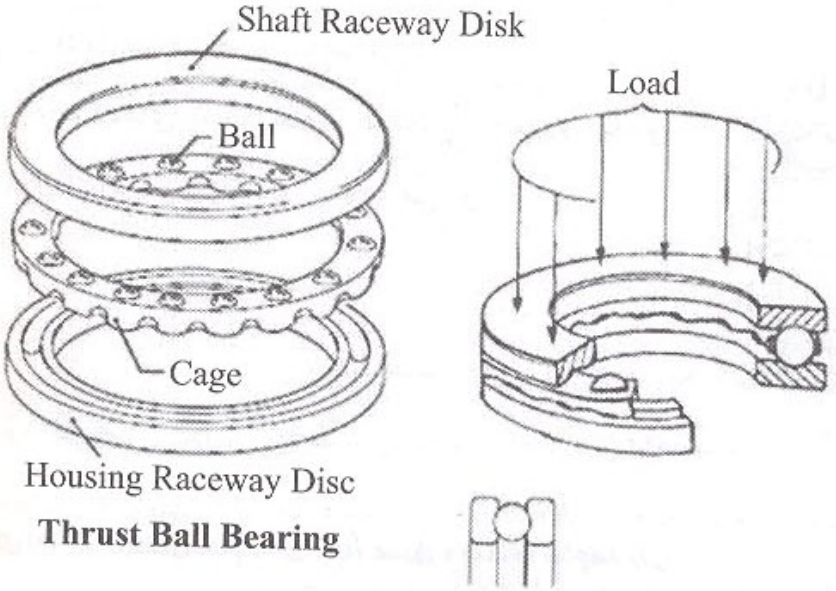
یاتاقان‌های یک ردیفه با تماس زاویه‌ای به استثنای مواردی که برای تحمل بار در یک جهت به‌کار می‌روند، به‌صورت جفت نصب می‌شوند. (در هر سوی محور یک یاتاقان قرار می‌گیرد و بنابراین بار را در هر دو جهت تحمل می‌کنند.)



شکل (۳-۶) یاتاقان ساچمه‌ای با تماس زاویه‌ای

در یاتاقان‌های ساچمه‌ای با افزایش تعداد ساچمه‌ها قابلیت تحمل نیروی شعاعی افزایش می‌یابد ولی توانایی تحمل بار محوری کاهش می‌یابد، زیرا با حضور نیروی محوری، ساچمه‌ها به لبه شیار برخورد کرده و احتمال دارد از داخل شیار خارج شوند. می‌توان همه یاتاقان‌های ساچمه‌ای را با حفاظ، از یک سو یا هر دو سو به‌کار برد. هر چند که این پوشش‌ها محافظ کاملی برای ساچمه‌ها نیست، لکن تا اندازه‌ای از ورود گرد و غبار جلوگیری می‌کنند.

۳- یاتاقان کف گرد(Thrust bearing): یاتاقان‌های کف گرد یک طرفه در شکل‌ها و اندازه‌های مختلف می‌توانند نیروهای محوری را در یک جهت تحمل نمایند.



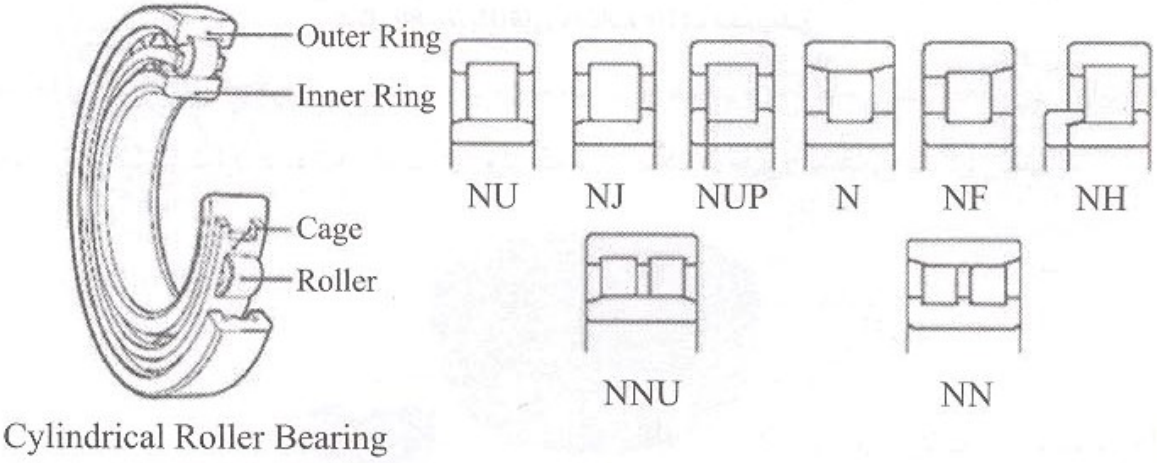
شکل (۳-۷) یاتاقان کف گرد ساچمه‌ای

۳-۲-۱-۲) یاتاقان غلتشی غلتکی(رولربرینگ)

در یاتاقان‌های غلتشی ساچمه‌ای یا بلبرینگ‌ها بار بر سطح تماس نسبتاً کوچکی اعمال می‌شود ولی در یاتاقان‌های غلتکی یا رولربرینگ‌ها بار روی خط تماس غلتک ها(سطح بزرگتر) اعمال می شود و قابلیت تحمل نیروی بالاتری دارند.

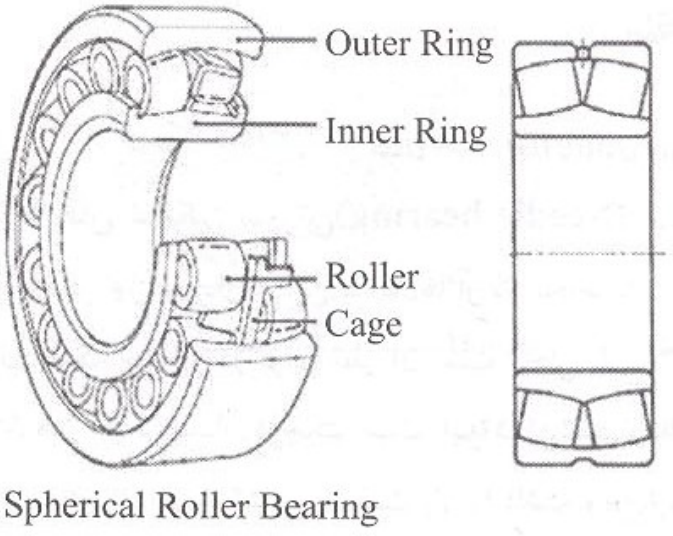
یاتاقان‌های غلتکی به چهار دسته تقسیم می‌شوند:

۱- یاتاقان غلتکی استوانه‌ای: این یاتاقان‌ها همانند یاتاقان‌های ساچمه‌ای می‌باشند و می‌توانند نیروهای شعاعی بیشتری را و در سرعت‌های متوسط یا بالا تحمل نمایند. ولی نیروهای محوری سنگین را نمی‌توانند تحمل کنند. در این یاتاقان احتیاج به داشتن دقت کامل در اندازه‌های غلتک‌ها است. زیرا اندک ناهمراستایی، سبب کج شدن و بیرون رفتن غلتک‌ها از مسیر خود می‌گردد. به‌همین علت قطعه نگهدارنده باید به اندازه کافی قوی باشد.



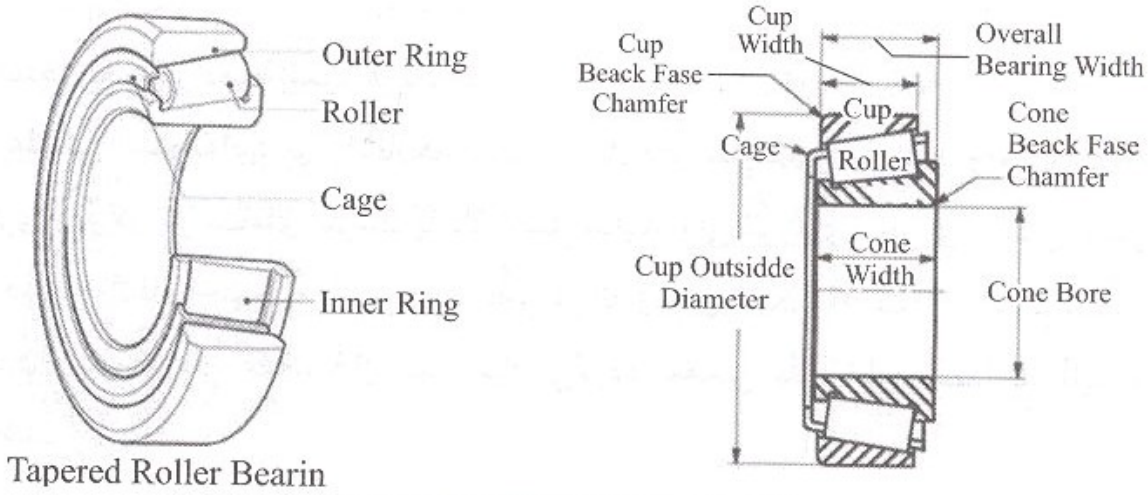
شکل (۳-۸) یاتاقان غلتشی غلتکی استوانه‌ای

۲- یاتاقان غلتکی کروی (بشکه‌ای): تفاوت این یاتاقان‌ها با یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای شکل غلتک و شکل شیار مسیر حرکت غلتک‌ها می‌باشد. این یاتاقان‌ها با داشتن تماس زاویه‌ای و توانایی تحمل بارهای شعاعی و محوری طراحی شده‌اند.



شکل (۳-۹) یاتاقان غلتشی غلتکی کروی

۳- یاتاقان‌های غلتک مخروطی: یاتاقان‌های غلتک مخروطی در مواردی استفاده می‌شوند که به تکیه‌گاه مطمئن برای تحمل بارهای شعاعی و محوری در سرعت‌های متوسط نیاز داشته باشیم و معمولاً به‌صورت یاتاقان‌های تک ردیفه هستند. ولی به‌صورت دو یا چهار ردیفه نیز برای تحمل نیروی بیشتر عرضه می‌گردند.



شکل (۳-۱۰) یاتاقان غلتشی غلتک مخروطی

این یاتاقان‌ها در گیربکس خودرو که هم دارای نیروی محوری و هم نیروی شعاعی است به‌کار می‌روند و همچنان که در شکل (۳-۱۰) نیز نشان داده شده است از رولر، قفسه، رینگ داخلی و بشقابی تشکیل شده‌اند.

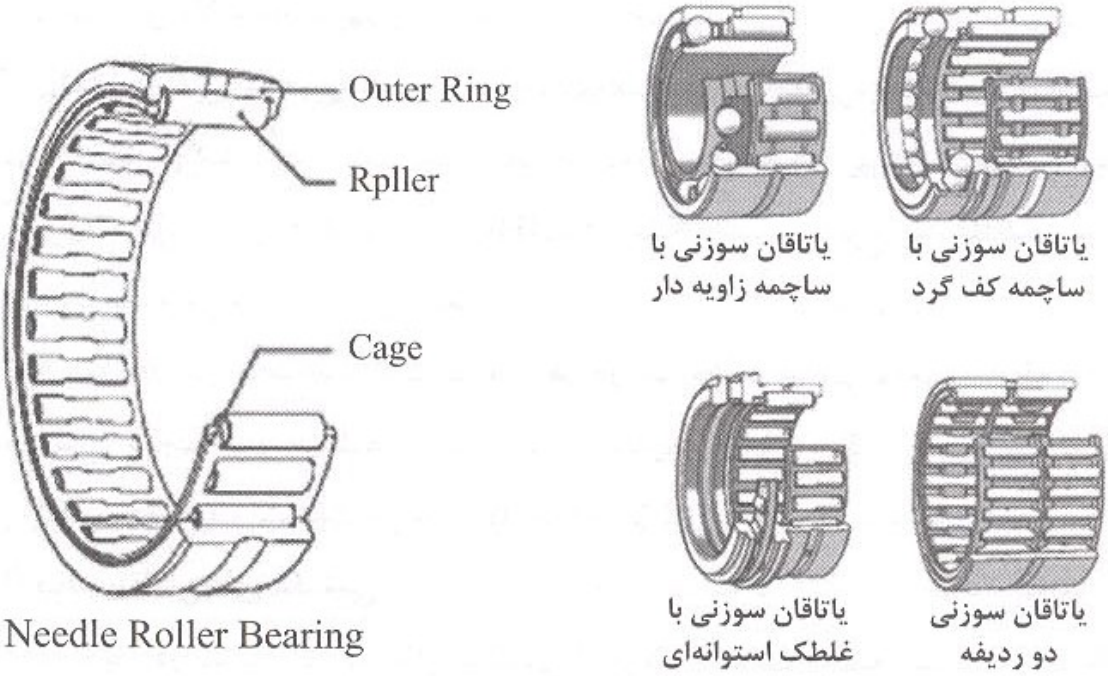
شکل (۳-۱۱) اجزا یاتاقان غلتشی غلتک مخروطی

۴- یاتاقان غلتکی سوزنی(Needle bearing): یاتاقان‌های سوزنی، شکل متفاوتی نسبت به سایر یاتاقان‌های غلتکی دارند. این یاتاقان‌ها از دو لحاظ با سایر یاتاقان‌های غلتکی تفاوت دارند. نخست آن‌که، طول غلتک حداقل دو برابر قطر آن است (حتی ٤ تا ٦ برابر نیز معمول است) و قطر غلتک آن‌ها نیز از غلتک‌های دیگر بسیار کوچکتر است. این شکل بلند و باریک باعث شده آن‌ها را سوزن بنامند.

یاتاقان‌های سوزنی بیشترین ظرفیت بار را داشته و به ازای هر اندازه محور معین، کوچکترین سطح مقطع کلی را در بر می‌گیرند و در مقایسه با سایر یاتاقان‌های غلتکی با توجه به سطح تماس بزرگتر، بار بیشتری را

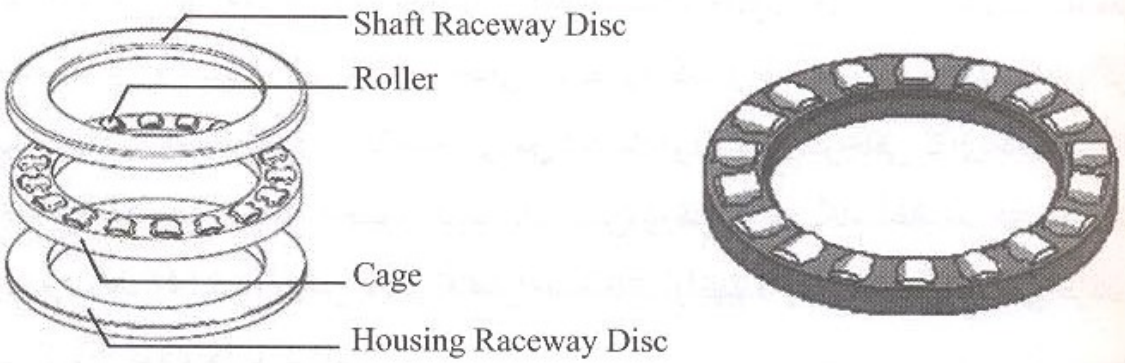
در فضای کمتری تحمل می‌کنند. اما به‌خاطر همین سطح تماس بزرگتر، بیشترین اصطکاک را داشته و باید در سرعت‌های کمتری کار کنند.

در شکل (۳-۱۲) انواع مختلف یاتاقان‌های سوزنی دیده می‌شود. این یاتاقان‌ها برای کاربرد خاص می‌تواند به‌صورت ترکیبی با سایر یاتاقان‌ها مانند یاتاقان‌های غلتکی استوانه‌ای و یاتاقان ساچمه‌ای هم‌زمان در یک مجموعه به‌کار روند که در شکل نشان داده شده‌اند.



شکل (۳-۱۲) انواع مختلف یاتاقان سوزنی

۵- یاتاقان غلتکی کف‌گرد (محوری): این یاتاقان‌ها نیز همانند یاتاقان‌های ساچمه‌ای کف‌گرد می‌باشند که به‌جای ساچمه از غلتک استفاده شده است و قابلیت تحمل نیروی محوری بالایی داشته و در صورتی‌که به‌صورت زاویه‌دار نصب نشوند، می‌توانند نیروی شعاعی را نیز تحمل کنند.



شکل (۳-۱۳) یاتاقان غلتکی کف گرد

یاتاقان‌های کلاچ خودرو از نوع یاتاقان‌های کف‌گرد می‌باشند.

۳-۲-۱-۳) تفاوت یاتاقان‌های ساچمه‌ای و غلتکی

تمامی یاتاقان‌های غلتشی یا از نوع ساچمه‌ای می‌باشند یا غلتکی، تفاوت اصلی میان این دو نوع اصلی یاتاقان‌های غلتشی، شکل خود عنصر غلتشی است. ساچمه سطح تماس شبیه نقطه دارد، در حالی‌که سطح تماس غلتک بزرگتر و به شکل یک خط راست می‌باشد. یاتاقان‌های غلتکی به‌علت سطح تماس بزرگتر می‌توانند بارهای بیشتری را تحمل نمایند. ولی یاتاقان‌های ساچمه‌ای نمی‌توانند چنین بار سنگینی را تحمل کنند، اما در سرعت‌های بالا عملکرد بهتری دارند.

تفاوت دیگر آن‌ها این است که در یاتاقان‌های ساچمه‌ای صرف‌نظر از کاربرد یاتاقان، از ساچمه به عنوان عنصر غلتشی استفاده می‌شود. این عنصر صرف‌نظر از شعاعی یا محوری بودن بار در انواع یاتاقان‌های ساچمه‌ای همواره شکل کروی دارد. ولی در یاتاقان‌های غلتکی بسته به نوع بار غلتک‌ها به شکل‌های استوانه‌ای، کروی، مخروطی و سوزنی می‌باشند.

همه این یاتاقان‌های غلتشی با حفاظ از یک سو و یا هر دو سو ساخته می‌شوند. هر چند که این پوشش‌ها محافظ کاملی برای ساچمه‌ها و غلتک‌ها نیستند، ولی تا اندازه‌ای از ورود گرد و غبار جلوگیری می‌کند. یاتاقان‌هایی را که از دو طرف نشت‌بند دارند در کارخانه روان‌سازی می‌شوند.

۳-۲-۱-۴) مواد یاتاقان‌های غلتشی

اجزا تحمل کننده بار در بیشتر یاتاقان‌های غلتشی از فولاد سخت شده، ساخته می‌شوند اگرچه یاتاقان‌های لغزشی از مواد به نسبت نرم‌تر ساخته می‌شوند، ولی ساچمه‌ها، غلتک‌ها و حلقه‌های یاتاقان‌های غلتشی باید چنان سخت شوند که بتوانند بار اعمال شده را که در سطوح تماس نسبتاً کوچکی تمرکز می‌یابند تحمل کنند. به‌همین‌خاطر عناصر غلتشی برای فراهم ساختن قابلیت اطمینان لازم، تحت فرآیند سخت گردانی سطحی یا کامل قرار می‌گیرند. برای بهبود کیفیت عملکرد یاتاقان یکی از روش‌ها استفاده از گردفلز است، چون گرد فلز حالت متخلخل دارد، امکان می‌دهد تا روغن درون فضاهای خالی آن نفوذ کند و باعث بهبود روان‌سازی گردد و یا بسیار پیش می‌آید که یاتاقان را ساچمه‌زنی می‌کنند تا گودی‌های کوچکی برای ذخیره روان‌ساز به‌هنگام بی‌حرکت بودن میل محور پدید آید. این روغن به هنگام آغاز حرکت، تا اندازه‌ای روان‌سازی را تأمین می‌کند. روش دیگر کاهش اصطکاک و بهبود روان‌سازی زخمی کردن دیواره یاتاقان و پر کردن گودی‌ها با گرافیت است.

۳-۲-۱-۵) راهکارهای مناسب در انتخاب یاتاقان

- بلبرینگ‌ها برای اندازه‌های کوچک و بارهای کم ارزانترند. در حالی‌که رولربرینگ‌ها در اندازه‌های بزرگ و بارهای زیاد مقرون به صرفه‌تر می‌باشند.

- رولربرینگ‌ها نسبت به بلبرینگ‌ها در مقابل شوک و بارهای ضربه‌ای مقاوم‌ترند.
- بلبرینگ‌های کف‌گرد فقط برای بارگذاری محوری فشاری خالص هستند.
- معمولاً یک بلبرینگ شیار عمیق یا بلبرینگ تماس مایل، برای سرعت‌های زیاد و حتی برای بارهای محوری فشاری خالص انتخاب مناسبی است.
- بلبرینگ‌های شیار عمیق آب‌بند دار نیز وجود دارند که برای مدت طولانی به‌صورت پیش روان‌کاری شده کار کرده و نیازی به بازرسی ندارند و از این لحاظ مقرون به صرفه می‌باشند.
-در صورت وجود بارهای شعاعی و محوری بالا، استفاده از یاتاقان‌های غلتکی مخروطی گزینه مناسبی خواهد بود.

مزایای عمده یاتاقان‌های غلتشی عبارتند از:

۱- هزینه اولیه کم می‌باشد.

۲- می‌توانند بدون نیاز به مراقبت با فاصله زمانی طولانی کار کنند.

۳- یاتاقان‌های غلتشی معمولاً نسبت به یاتاقان‌های لغزشی با وظیفه مشابه محفظه‌های کوچکتر و کم هزینه‌ای لازم دارند.

٤- به‌علت ضریب اصطکاک کم در این یاتاقان‌ها، تعویض روان‌ساز به دفعات بسیار کمتری نسبت به یاتاقان‌های لغزشی انجام می‌شود و موجب صرفه‌جویی انرژی و هزینه می‌شود.

معایب یاتاقان‌های غلتشی عبارتند از:

۱- حلقه و تمام اجزای چرخشی در معرض تنش‌های متناوب و سریع می‌باشند، که احتمال عیب ناشی از خستگی را در این یاتاقان‌ها افزایش می‌دهد.

۲- نیازمند مراقبت‌های ویژه‌ای از نظر میزان روان‌ساز می‌باشند. روان‌کاری نامناسب باعث می‌شود یاتاقان‌ها خیلی سریع فرسوده شوند. به‌طور مثال روان‌کاری بیش از حد می‌تواند باعث کوتاه شدن عمر یاتاقان گردد. روان‌کاری بیش از حد سبب داغ شدن یاتاقان‌ها می‌گردد و در نتیجه میزان اکسیداسیون روان‌ساز افزایش پیدا می‌کند.

۳-۲-۱-۶) عمر یاتاقان

عمر یک یاتاقان همان کل تعداد دورهای آن، یا مدت زمانی است که یاتاقان می‌تواند با سرعت ثابت و معین کار کند تا معیارهای شکست در آن نمایان شوند. بر اساس استاندارد «انجمن سازندگان یاتاقان‌های غیر مالشی» (AFBMA, Anti- Friction Bearing Manufactures Association)، معیار شکست همان نخستین گواه خستگی است.

عمر محک (Rating life) واژه‌ای است که AFBMA آن‌را تصویب کرده است و بیشتر سازندگان نیز آن‌را به‌کار می‌برند و بدین صورت تعریف می‌شود که بیانگر تعداد دوران یا مدت کار با سرعتی معین و ثابت که ۹۰ درصد یاتاقان‌های گروه می‌توانند تا این حد یا بیشتر کار کنند، پیش از آن‌که معیار شکست در آن‌ها دیده شود.

۳-۲-۱-۷) بار یاتاقان

تجارب نشان می‌دهد که اگر دو گروه یاتاقان همسان را زیر دو بار نابرابر F_2, F_1 بگذاریم، عمر آن‌ها به ترتیب L_2, L_1 خواهد بود که رابطه زیر را بین آن‌ها می‌توان برقرار کرد:

$$(\frac{L_1}{L_2}) = (\frac{F_1}{F_2})^a \qquad (۱-۳)$$

که در رابطه بالا L عمر یاتاقان به میلیون دور و یا مدت کار یاتاقان با سرعت ثابت، n سرعت چرخشی یاتاقان و برحسب دور بر دقیقه و a یک مقدار تجربی می‌باشد که برای یاتاقان‌های ساچمه‌ای ۳ و برای یاتاقان‌های غلتکی $\frac{10}{3}$ در نظر گرفته می‌شود.

انجمن AFMBA یک محک بار برای یاتاقان‌های استاندارد ارائه کرده است که به‌سرعت بستگی ندارد. این محک را محک بار مبنا C می‌خوانند و بنا به تعریف، محک بار مبنا برابر است با بار شعاعی ثابتی که یک گروه یاتاقان‌های به‌ظاهر یکسان برای عمر محک یک میلیون دوران حلقه درونی می‌توانند تحمل نمایند. البته محک بار مبنا صرفاً یک عدد مرجع است، یعنی چنین بار زیادی هرگز در عمل به یاتاقان وارد نمی‌شود. با استفاده از محک بار مبنا و رابطه (۳-۱) عمر یاتاقانی که زیر بار دلخواه F قرار می‌گیرد به‌صورت زیر بدست می‌آید:

$$L = (C / F)^a \qquad (۲-۳)$$

به‌جای تهیه جدولی از مقادیر محک بار، برای یاتاقان‌هایی با اندازه‌های گوناگون، بیشتر سازندگان محک‌های مربوط به تعداد ساعات معین با سرعت مشخص را انتشار می‌دهند و بدین ترتیب با استفاده از معادله (۳-۳) می‌توان بار شعاعی معادل را بدست آورد.

$$F_R = F_D = (\frac{L_D\, n_D}{L_R\, n_R})^{1/a} \qquad (۳-۳)$$

که F_R بر حسب کیلونیوتن نشانگر محک بار شعاعی از جدول شرکت سازنده، L_R عمر محک از دفترچه راهنما شرکت سازنده بر حسب ساعت، n_R سرعت عمر محک از دفترچه راهنما شرکت سازنده، F_D بار شعاعی لازم برای طراحی بر حسب کیلو نیوتن، L_D عمر لازم برای طرح بر حسب ساعت و n_D سرعت لازم در طرح بر حسب دور در دقیقه می‌باشند.

مثال (۳-۱): شرکت سازنده یاتاقان «تیمکن» محک یاتاقان‌های ساخت خود را برای ۳۰۰۰ ساعت و با سرعت ۵۰ دور در دقیقه تعیین می‌کند، اگر یاتاقان ساخته شده توسط این شرکت تحت بار شعاعی ۹۵۲۰ نیوتن قرار بگیرد، عمر و بار محک آن‌را بیابید.

ابتدا عمر محک یاتاقان را بدست می آوریم:

$$L_{10} = 300(\frac{60\,\text{min}}{\text{hr}})(\frac{500\text{rev}}{\text{min}}) = 90\times10^6\,\text{rev}$$

و سپس با استفاده از رابطه (۳-۲) داریم:

$$C = F_R L^{1/a} = 9520(90)^{3/10} = 36.72\text{kN}$$

۳-۲-۱-۸) روغن‌کاری- روان‌سازی در یاتاقان‌های غلتشی

سطوحی که در یاتاقان‌های غلتشی با هم در تماس هستند، نسبت به‌هم حرکت نسبی دارند که هم غلتش است و هم لغزش. چنان‌چه سرعت نسبی سطوح لغزنده زیاد باشد، نیاز به روغن یا روان‌ساز می‌باشد.

روغن‌کاری برای یاتاقان بی‌لغزش به دلایل زیر انجام می‌شود:

۱- برای به‌وجود آوردن یک فیلم روان‌ساز بین سطوح غلتشی و لغزشی

۲- برای پخش و پراکندن گرما بین یاتاقان و قطعه موردنظر

۳- برای جلوگیری از خوردگی و زنگ زدگی سطوح یاتاقان

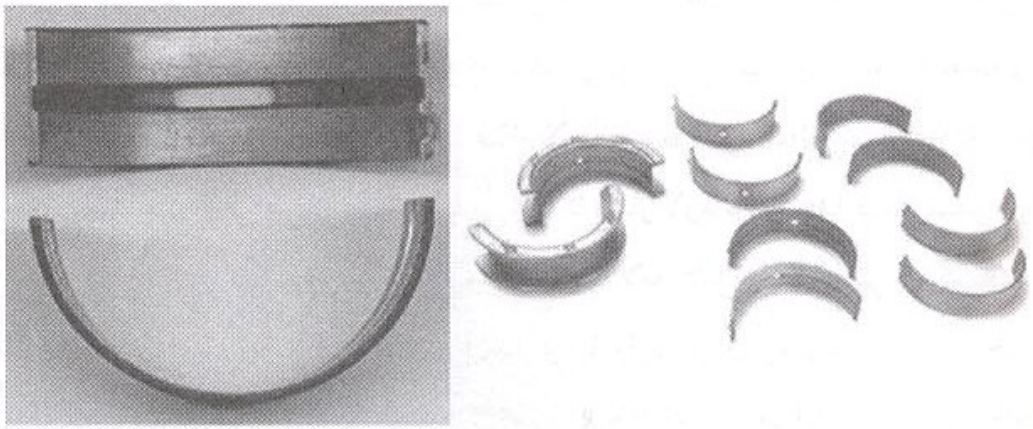
٤- برای حفظ قطعات از ورود مواد و ذرات خارجی

روغن یا گریس می‌تواند به عنوان روان‌ساز به‌کار برده شود و در زیر به چند مورد از موارد مصرف گریس اشاره می کنیم:

- محل‌هایی که احتیاج به محافظت از ورود مواد خارجی به‌طور همیشگی ندارند.
- کار برای زمان دراز بدون رسیدگی باشد.
- در جایی روغن به‌کار می‌رود که:
- سرعت و دما بالا باشد.
- نوع یاتاقان طوری است که نمی‌شود گریس برای آن به‌کار برد.

۳-۲-۲) یاتاقان‌های لغزشی

در حالت کلی، شکل (۳-۱٤) یک یاتاقان لغزشی از یک شفت قابل دوران (سرمحور) تشکیل می‌شود که در داخل یک بوش سیلندری (یاتاقان) کاملاً محکم شده است. به‌طور معمول، یاتاقان نیز در پوسته‌ای محکم می‌شود. سطوح سر محور و یاتاقان نسبت به‌هم لغزش دارند و با یک لایه روان‌کار ارسالی به فضای لقی بین سطوح، از یکدیگر جدا می‌شوند.



شکل (۳-۱۴) تصویر سر محور و یاتاقان لغزشی

فضای لقی معمولاً بسیار کوچک (درحد $\frac{1}{1000}$ شعاع محور) است و چهار وظیفه مهم دارد:

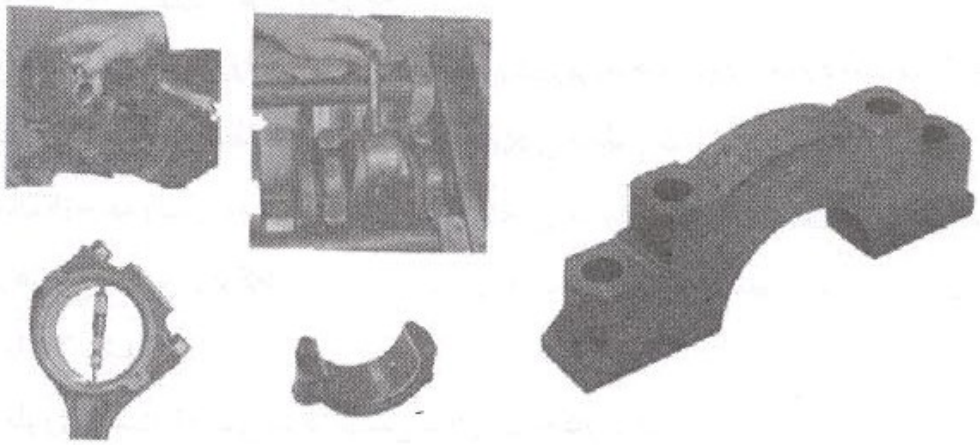
۱- امکان‌پذیر کردن مونتاژ یاتاقان و سر محور

۲- ایجاد فضایی برای روان‌کار

۳- اصلاح انبساط حرارتی اجتناب ناپذیر

٤- جبران خمیدگی شفت یا ناهمراستایی آن

هدف اصلی از به‌کارگیری یک یاتاقان لغزشی، ایجاد تکیه‌گاه‌های شعاعی برای شفت دوار است. یاتاقان‌های میل‌لنگ و دسته پیستون‌ها در موتور خودرو، همچنان‌که در شکل (۳-۱۵) نشان داده شده است از نوع لغزشی می‌باشند. این یاتاقان‌ها باید در دمای بالا و بارهای متغیر، هزاران کیلومتر کار کنند.



شکل (۳-۱۵) تصویر یاتاقان‌های لغزشی میل‌لنگ و دسته پیستون‌ها

یاتاقان‌های لغزشی بنا به شرایط کاری مختلف می‌توانند در هر یک از رژیم‌های روان‌کاری از قبیل روان‌کاری هیدرودینامیک، هیدرواستاتیک، هیدرودینامیک الاستیک، مرزی و فیلم با لایه جامد به‌کار روند.

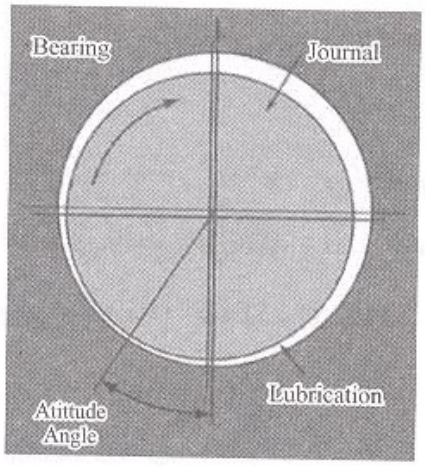
۱- روان‌سازی هیدوردینامیک: در این نوع روان‌سازی سطوح تحمل کننده بار یاتاقان، توسط لایه نسبتاً کلفت روان‌ساز از هم جدا می‌شوند، طوری‌که از تماس فلز با فلز جلوگیری شود. روان‌سازی هیدرودینامیک وابسته به‌حضور روان‌ساز تحت فشار نیست، هر چند که می‌تواند این‌چنین نیز باشد اما به‌حضور دائمی مقدار قابل ملاحظه‌ای روان‌ساز در هر لحظه نیاز دارد. فشار لایه، توسط خود سطح متحرک که روان‌ساز را درون منطقه گوه مانند با سرعت کافی می‌فرستد، پدید می‌آید. تا فشار لازم برای جدا کردن سطوح یاتاقان در برابر بار را تأمین کند. روان‌سازی هیدرودینامیک را روان‌سازی با لایه کامل یا سیال نیز می‌گویند.

۲- روان‌سازی هیدرواستاتیک: این نوع روان‌سازی با وارد کردن روان‌ساز درون ناحیه بار یاتاقان با فشار کافی برای جدا کردن سطوح، با لایه نسبتاً کلفت روان‌ساز بدست می‌آید. از این‌رو برخلاف روانسازی هیدرودینامیک، این نوع روان‌سازی به‌حرکت یک سطح، نسبت به سطح دیگر نیاز ندارد و در مواردی از طراحی یاتاقان که سرعت‌ها کم یا صفر باشد و یا جایی‌که اصطکاک باید کمترین اندازه ممکن را داشته باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۳- روان‌سازی الاستوهیدرودینامیک: پدیده‌ای است که با وارد شدن روان‌ساز بین سطوحی که نسبت به‌هم می‌غلتند، روی می‌دهد مانند چرخدنده‌ها یا یاتاقان‌های غلتشی.

۴- روان‌سازی مرزی: هر یک از موارد کمبود مقدار سطح، افت سرعت سطح متحرک، کمبود روان‌ساز ورودی به یاتاقان، افزایش بار یاتاقان و یا افزایش دمای روان‌ساز که سبب کاهش گران‌روی روان‌ساز می‌گردد، می‌تواند از تشکیل لایه روان‌ساز با ضخامت کافی برای روان‌سازی لایه کامل جلوگیری کند، در این حالت روان‌ساز هیدرودینامیک به روان‌سازی مرزی تبدیل می‌شود.

۵- روان‌سازی با فیلم یا لایه جامد: هنگامی‌که یاتاقان‌ها باید در دماهای خیلی بالا کار کنند، باید یک لایه روان‌ساز جامد مانند گرافیت یا دی‌سولفید مولیبدن به‌کار برد، زیرا روغن‌های معدنی معمولی در این شرایط مناسب نیستند.



شکل (۳-۱۶) روانسازی یاتاقان با لایه روغن

۱-۲-۲-۳) انواع یاتاقان‌های لغزشی

برای یک طراح یاتاقان لغزشی، گستره وسیعی از شکل‌های یاتاقان وجود دارد. انتخاب شکل یاتاقان، به عوامل متعددی مانند قیمت، بار، افت توان، خواص دینامیکی و نحوه بارگذاری، سادگی ساختمان یاتاقان و مشکلات نصب آن بستگی دارد.

شکل (۳-۱۷) انواع شکل‌های یاتاقان لغزشی

چنان‌چه سطح یاتاقان، حول سرمحور را به‌طور کامل در برگیرد، یاتاقان لغزشی را یاتاقان کامل می‌نامند. از آن‌جا که ساخت این نوع یاتاقان آسان است و قیمت آن نیز بالا نیست، متداول‌ترین یاتاقان لغزشی به‌کار برده شده در ماشین‌های دوار می‌باشد، یاتاقان‌های کامل در موقع نصب دچار تغییر شکل می‌شوند، در نتیجه به طور معمول به شکل دایره کامل نیستند.

چنان‌چه سطح یاتاقان فقط بخشی از محیط محور، (180° یا کمتر) را بپوشاند، یاتاقان لغزشی ناقص می‌نامند، یاتاقان‌های ناقص معمولاً در جایی به‌کار می‌روند که بار فقط در یک جهت باشد. یاتاقان‌های لغزشی ناقص برای کاهش گشتاور اصطکاک روی سر محور به‌کار می‌روند. دسترسی به آن‌ها آسان است و در بسیاری مواقع لازم نیست تلرانس ساختشان بسیار دقیق باشد.

یاتاقان‌های لغزشی ناقصی که در آن‌ها شعاع یاتاقان از شعاع سر محور بیشتر است، یاتاقان‌های لق نامیده می‌شوند. یاتاقان‌های لغزشی ناقصی که در آن‌ها شعاع یاتاقان و سر محور برابر است، تحت عنوان یاتاقان‌های چسبان خوانده می‌شوند.

به‌طور کلی یاتاقان‌هایی را که از سه بخش یا بیشتر تشکیل می‌شوند تحت عنوان یاتاقان‌های چند بخشی می‌نامند و عملکرد آن‌ها نیز مانند یاتاقان‌های ناقص می‌باشد.

۳-۲-۲-۲) جنس یاتاقان‌های لغزشی: یک ماده ایده‌آل برای یاتاقان لغزشی باید ویژگی‌های زیر را داشته باشد:

- مقاومت فشاری زیاد، برای تحمل بارهای شعاعی
- مقاومت خستگی بالا برای تحمل تغییرات دوره‌ای جهت و شدت بار
- سازگاری با ماده سر محور برای به حداقل رسانیدن آسیب‌دیدگی سطحی و خش افتادن یاتاقان در جایی که سطوح سر محور و یاتاقان با یکدیگر تماس پیدا می‌کنند (شروع حرکت)
- قابلیت قرار گرفتن در محل، به شکلی که مانع ورود ذره‌های خارجی به روان‌کار شود. بدین وسیله از خش افتادن و ساییدگی سطح یاتاقان جلوگیری کند.
- تطبیق‌پذیری سطح آن، تا ناهمراستایی سر محور، خمیدگی و یا بی‌دقتی‌های ساخت آن‌را جبران کند.
- مقاومت خوردگی بالا در برابر اثرات شیمیایی روان‌کار
- هدایت گرمایی بالا برای انتقال گرمای تولیدی در لایه روان‌کار
- سایش کم برای جلوگیری از آسیب‌دیدگی سطوح، به ویژه در حالت روان‌کاری مرزی
- کم هزینه و در دسترس بودن
- قابلیت ماشینکاری آسان

هیچ ماده ساده‌ای وجود ندارد که همه ویژگی‌های یاتاقان ایده‌آل را برآورد کند زیرا برخی از ویژگی‌های

گفته شده (مواد نرم معمولاً مقاومت کافی ندارد) ضد و نقیض هستند، به‌همین خاطر معمولاً هسته اصلی یاتاقان‌های لغزشی از مواد سخت می‌باشند که با مواد نرم پوشش داده می‌شوند.

مواد یاتاقان‌ها به طور عموم به دو گروه تقسیم می‌شوند: فلزی و غیر فلزی؛ گروه فلزی شامل آلیاژهای آلومینیوم، بابیت‌ها (قلع، سرب و آلومینیوم)، آلیاژهای مس (برنج و برنز)، روی و آهن است و گروه غیرفلزی نیز شامل، پلاستیک‌ها، گرافیت‌های کربن، کاربیدهای سخت شده و سایر مواد مخصوص می‌باشد و معمولاً به‌صورت خود روان‌کار به‌کار می‌روند، زیرا اصطکاک و سایش کمی دارند.

۳-۲-۲-۳) علل خرابی یاتاقان

۱- خرابی ناشی از جا زدن: خرابی محلی در شیارهای یاتاقان ناشی از عیب جا زدن یاتاقان می‌باشد، این خرابی زمانی رخ می‌دهد که رینگ داخلی یاتاقان غلتشی به خوبی در رینگ خارجی آن‌جا زده نشود و با نیروی جازدن یاتاقان در وسط اجزای یاتاقان وارد شود.

شیارهای غیرعادی روی یاتاقان نیز ناشی از بیش بار مخربی است که از جازدن خیلی محکم یاتاقان و یا تنظیم غیردقیق یاتاقان روی محور می‌باشد.

۲- آلودگی: ذرات خارجی که روی سطح یاتاقان قرار می‌گیرند موجب خستگی زودرس در یاتاقان می‌شوند. ذرات خارجی که دارای خاصیت ساینده‌گی هستند خرابی یاتاقان را تسریع می‌بخشد و باعث خشن شدن سطوح و کند شدن یاتاقان می‌شوند. سایش زیاد موجب لقی بیش از اندازه دو یاتاقان می‌شود.

آلودگی‌ها می‌توانند شامل قطعات آلوده، گرد و خاک، روان‌ساز نامناسب و آلوده و خرده‌های فلزهای قطعات درگیر باشند، که همراه روان‌سازها به یاتاقان‌ها وارد می‌شوند.

۳- خوردگی: خوردگی در یاتاقان‌های غلتشی ممکن است به شکل‌های مختلف به دلایل زیر ایجاد شود.

۱- آب‌بندی ناکافی در برابر رطوبت و بخار آب

۲- روان‌سازهایی که حاوی اسید می‌باشد.

۳- محیط نامناسب انبار نگهداری یاتاقان‌ها

خرابی ناشی از خوردگی با سر و صدا یاتاقان هنگام کار کردن آشکار می‌شود.

۴- روان‌سازی ناقص: روان‌سازی ناقص در اثر تأمین ناکافی روان‌ساز و یا به‌علت استفاده از روان‌سازهای نامرغوب ایجاد می‌شود. اگر لایه روغن کافی میان سطوح تأمین نشود، حرکت لغزشی و سایش به‌وجود خواهد آمد که علت تشکیل حفره‌های ریز و پوست‌پوست شدن سطح در غلتک‌های یاتاقان می‌باشد. همچنین در مواردی که عمل روان‌سازی بیش از اندازه انجام شود، روان‌ساز به‌دلیل حرکات شدید یاتاقان گرم شده و خاصیت خود را از دست می‌دهد و باعث خرابی شدید در یاتاقان می‌گردد.

مزایای یاتاقان‌های لغزشی نسبت به غلتشی عبارتند از:

۱- زمانی‌که محور تحت بارهای مداوم و ثابت قرار می‌گیرد قسمت‌های تحت بار یاتاقان تحت تنش ثابت قرار می‌گیرند که موجب کاهش خطر معیوب شدن در اثر خستگی می‌شوند.

۲- چنان‌چه یاتاقان‌های لغزشی از مواد مناسب ساخته شده باشند قادر خواهند بود در داخل مایع مورد پمپاژ کار نموده و روان‌کاری و خنک‌کاری شوند.

۳- توسط روان‌کاری و روغن‌کاری مناسب در سرعت‌های بالا یاتاقان‌های لغزشی نسبت به یاتاقان‌های غلتشی می‌توانند بارهای بیشتری را تحمل کنند.

معایب یاتاقان‌های لغزشی نسبت به غلتشی عبارتند از:

۱- ضریب اصطکاک آن‌ها ۱۰ تا ۱۵ برابر یاتاقان‌های غلتشی است و این امر موجب اتلاف توان و هزینه می‌شود.

۲- ضریب اصطکاک بیشتر دمای روان‌ساز را تا حدی افزایش می‌دهد که در بعضی مواقع نیازمند نصب سیستم‌های دقیق و پرهزینه خنک‌کاری می‌شود.

فصل چهارم:

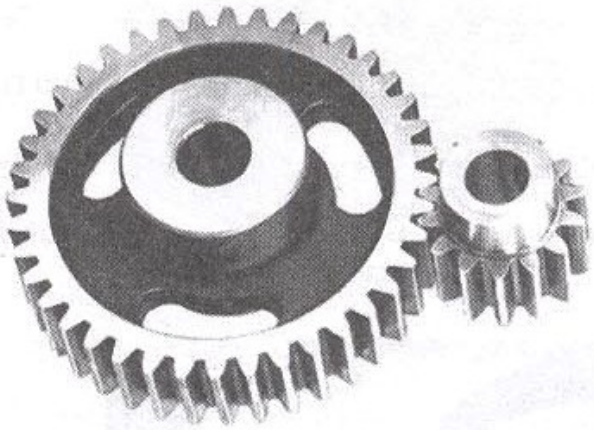
چرخ دنده‌ها و انواع آن

۴-۱) چرخدنده و انواع آن

چرخدنده‌ها به عنوان متداول‌ترین و پرکاربردترین ابزار انتقال گشتاور و توان در بسیاری از وسایل مکانیکی مورد استفاده قرار می‌گیرند. با درگیری چندین چرخدنده می‌توان گشتاورها و دورهای مختلفی را از طریق ارتباط چرخدنده‌ای انتقال داد.

۴-۱-۱) انواع چرخدنده

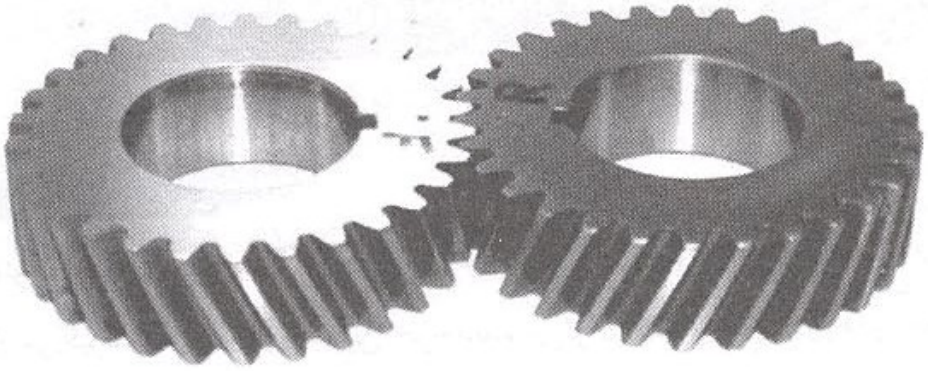
۱- **چرخدنده صاف یا ساده (Spur Gears)**: ساده‌ترین نوع چرخدندها می‌باشند و همچنان‌که در شکل (٤-١) دیده می‌شود برای انتقال حرکت بین محورهای موازی به‌کار می‌رود. دنده‌ها در این حالت با محورشان موازی هستند.



شکل (۴-۱) چرخدنده صاف

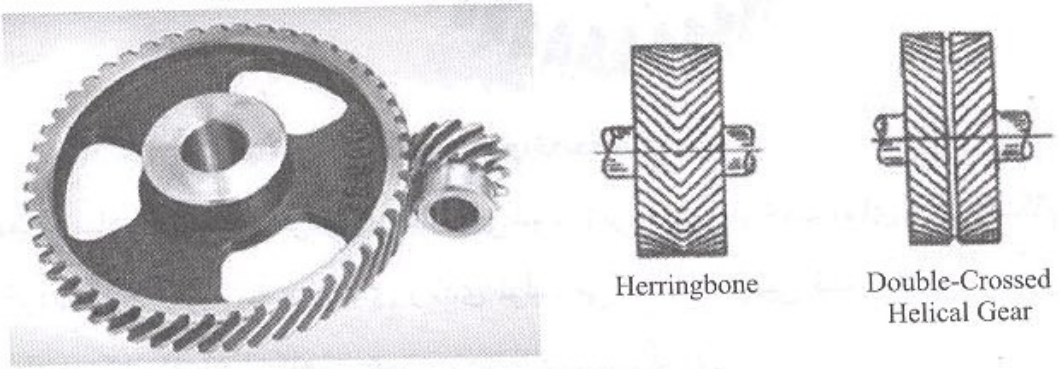
از چرخدنده‌های ساده کمتر در خودرو استفاده می‌شود. زیرا دنده چرخدنده‌های ساده هنگام درگیری با هم برخورد کرده و این ضربه سر و صدای زیادی تولید می‌کند و همچنین فشار بالایی بر روی دندانه‌های چرخدنده ایجاد می‌کند که باعث کاهش عمر چرخدنده نیز می‌گردد.

۲- چرخدنده مارپیچ(Helical gears): همان‌گونه که در شکل (٤-۲) دیده می‌شود، دنده‌های این چرخدنده به‌صورت اریب قرار دارند و نسبت به محور دوران چرخدنده کجی (زاویه) دارند. وقتی دو دنده بر روی سیستم چرخدنده مارپیچ درگیر می‌شوند، تماس از انتهای یکی از دنده‌ها شروع شده و به‌تدریج با چرخش چرخدنده گسترش می‌یابد تا زمانی‌که دو دنده به‌طور کامل با هم درگیر می‌شوند. درگیر شدن تدریجی چرخدنده‌های مارپیچ باعث می‌شود که این چرخدنده‌ها نسبت به چرخدنده‌های ساده آرام‌تر و ملایم‌تر کار کنند و قابلیت انتقال نیرویی بالاتری داشته باشند، به‌همین‌خاطر در گیربکس خودرو اکثراً از چرخدنده‌های مارپیچ استفاده می‌شود.



شکل (۴-۲) چرخدنده مارپیچ

دنده‌های کج، بارهای محوری و گشتاورهای خمشی پدید می‌آورند، بنابراین برای تحمل این نیرو باید از یاتاقان‌هایی که بار محوری را تحمل می‌کنند مانند یاتاقان کف‌گرد همراه آن‌ها استفاده کرد. بنابراین اگر چرخدنده‌های صاف را با چرخدنده‌های مارپیچ تعویض کنیم باید یاتاقان آن‌ها نیز تعویض شود. چرخدنده‌های مارپیچ گاهی برای انتقال حرکت بین دو محور ناموازی (متنافر) نیز به‌کار می‌روند. اگر نیروهای محوری زیاد باشد بهتر آن است که چرخدنده‌های دو مارپیچه (جناغی) به‌کار رود. یک جفت چرخدنده جناغی (herringbone) معادل دو چرخدنده مارپیچ است که با جهت مارپیچ مخالف، روی یک میل محور سوار شده باشند و در نتیجه نیروهای محوری آن‌ها در خلاف جهت هم بوده و از این رو نیروی محوری خنثی می‌شود و در صورت تعویض این چرخدنده‌ها با چرخدنده صاف نیازی نیست یاتاقان چرخدنده تعویض گردد.

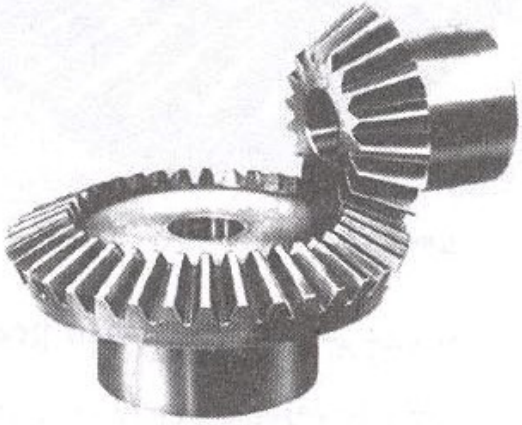


شکل (۴-۳) انواع چرخدنده مارپیچ

۳- **چرخدنده مخروطی (Bevel Gears)**: برای انتقال حرکت بین میل محورهای متقاطع و تغییر جهت چرخش از چرخدنده‌های مخروطی استفاده می‌شود. هر چند که چرخدنده‌های مخروطی برای مواردی که زاویه دو محور ۹۰ درجه باشد ساخته می‌شوند ولی می‌توان آن‌ها را برای هر زاویه‌ای (۱۸۰-۰ درجه) ساخت.

این چرخدنده‌ها بر اساس دندانه‌های روی چرخدنده به سه دسته تقسیم می‌شوند:

۱- **چرخدنده مخروطی صاف**: همچنان‌که در شکل (٤-٤) نشان داده شده است، مشکلی مشابه چرخدنده‌های ساده داشته و باعث ایجاد ضربه و سر و صدا می‌شوند.

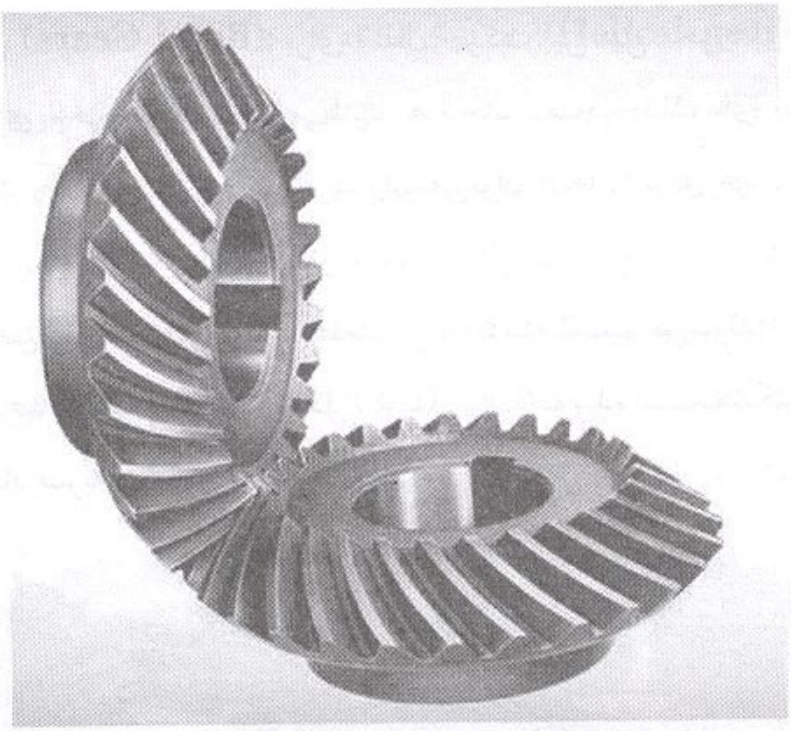


شکل (۴-۴) چرخدنده مخروطی ساده

۲- **چرخدنده مخروطی مارپیچ**: دارای دندانه‌های مارپیچ بوده و مانند چرخدنده‌های مارپیچ با هم درگیر می‌شود. تماس از یک انتهای چرخدنده شروع می‌شود و به‌صورت تصاعدی در سرتاسر مسیر دندانه‌ها گسترش می‌یابد.

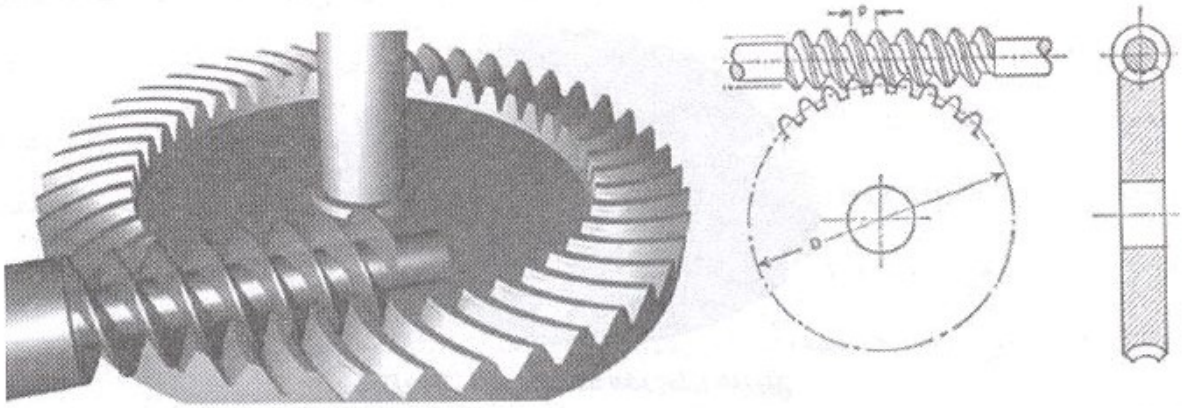
شکل (۴-۵) چرخدنده مخروطی مارپیچ

۳- **چرخدنده‌های مخروطی قوسی**: در چرخدنده‌های مخروطی ساده و مارپیچ، محورها باید بر هم عمود باشند و همچنین در یک صفحه واقع شوند. ولی چرخدنده‌های قوسی(hypoid gear) می‌توانند با محورها در صفحات مختلف درگیر شوند. این نوع چرخدنده در دیفرانسیل اکثر خودروها استفاده می‌شود، به‌صورتی‌که چرخدنده بزرگ مخروطی دیفرانسیل و چرخدنده کوچک ورودی آن هر دو از نوع قوسی هستند و با توجه به عملکرد آن باعث می‌شود که محور محرک در قسمت سواری جایی را اشغال نکرده و فضای بیشتری برای سرنشینان و بار در خودرو ایجاد می‌شود.



شکل (۴-۷) چرخدنده مخروطی قوسی

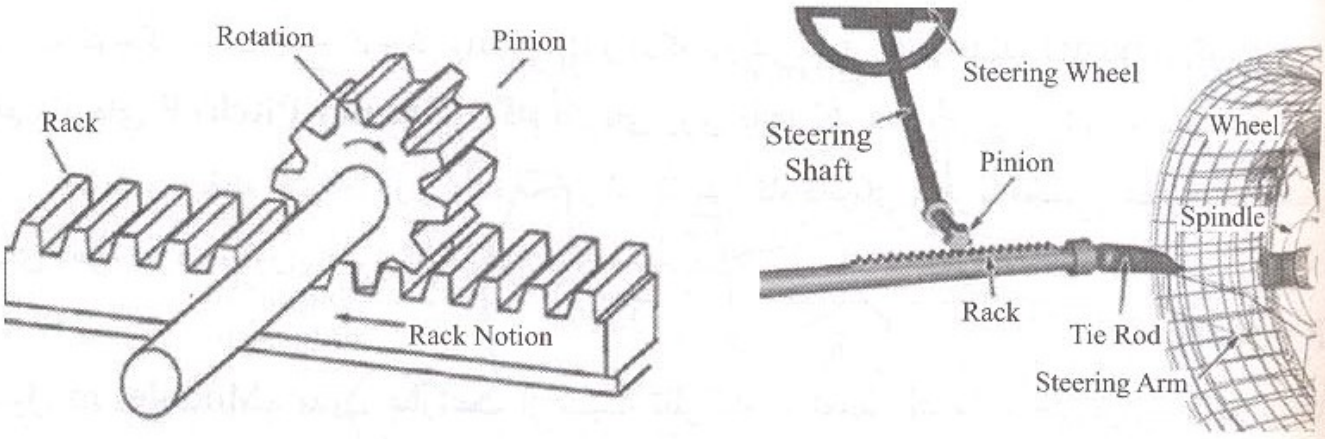
٤- چرخدنده‌های حلزونی (worm gears): عملکرد چرخدنده‌های حلزونی مانند پیچ‌ها می‌باشد و برای نسبت‌های تبدیل بالا به‌کار می‌روند. این چرخدنده‌ها مانند چرخدنده‌های مارپیچ می‌باشند اما زاویه مارپیچ آن‌ها معمولاً بزرگ (در حد ۹۰ درجه) بوده و طول محوری آنها نسبتاً بلند است. لغزش بین دندانه‌ها قابل ملاحظه است و این لغزش و اصطکاک باعث کاهش بازده تا حدود ۹۰٪ می‌شود که از راندمان سایر چرخدنده‌ها کمتر می‌باشد.



شکل (۴-۷) چرخدنده حلزونی

یکی از ویژگی‌های چرخدنده حلزونی در مقایسه با سایر چرخ دنده‌ها این است که، پیچ حلزون به‌راحتی می‌تواند چرخدنده را بچرخاند ولی چرخدنده نمی‌تواند پیچ حلزون را بچرخاند و این بدان علت است که زاویه‌ی روی پیچ حلزون به‌قدری کم است که وقتی چرخدنده سعی می‌کند آن‌را بچرخاند نیروی اصطکاک بین چرخدنده و پیچ حلزون آن‌را در جای خود نگه‌داشته و مانع چرخش آن می‌شود. بدین صورت خاصیت قفل کنندگی در یک جهت ایجاد می‌شود.

۵- چرخدنده شانه‌ای (Rack & pinion): این چرخدنده‌ها برای تبدیل حرکت دورانی به حرکت خطی استفاده می‌شوند. به‌عنوان مثال در خودرو از این چرخدنده‌ها در قسمت فرمان استفاده می‌شود. غربیلک فرمان چرخدنده‌ای را می‌چرخاند که با چرخ شانه‌ای در تماس است. با توجه به جهت چرخش فرمان، شانه به‌سمت چپ و یا راست حرکت می‌کند و باعث فرمان گرفتن چرخ‌ها می‌شود.

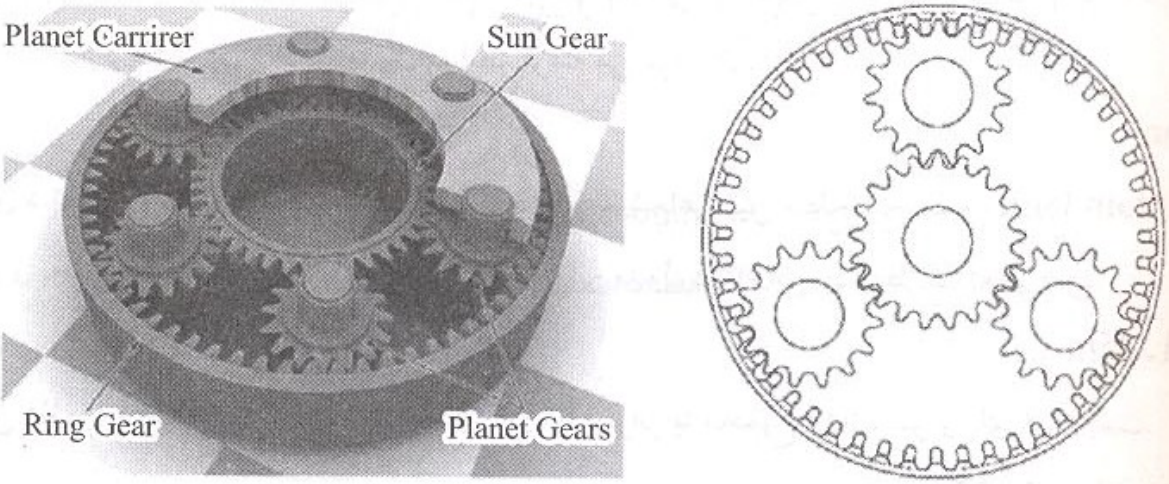


شکل (۴-۸) چرخدنده شانه‌ای

۶- چرخدنده خورشیدی یا سیاره‌ای (Planetary Gear): هر مجموعه چرخدنده سیاره‌ای سه جز اصلی دارد: دنده خورشیدی، دنده سیاره‌ای و حامل دنده سیاره‌ای، دنده بزرگ حلقه‌ای (رینگی)

هر کدام از این سه جز می‌توانند ورودی یا خروجی باشند یا می‌توانند ثابت نگه داشته شوند همچنین قفل شدن هر دو جز با هم، همه قطعه را قفل خواهد کرد و نسبت دنده یک به یک می‌شود.

ویژگی جالب این مجموعه چرخدنده‌ای این است که می‌تواند همه‌ی نسبت دنده‌های مختلف (کاهشی، افزایشی) را بدون درگیر کردن و یا خلاص کردن چرخدنده‌های دیگر تولید کند. به‌همین خاطر در گیربکس‌های اتوماتیک از این نوع چرخدنده‌ها استفاده می‌شود.



شکل (۴-۹) مجموعه چرخدنده‌ای خورشیدی

۴-۲) واژه‌ها و مشخصات فنی چرخدنده‌ها

مجموعه واژه‌های فنی برای دنده‌های چرخدنده را که در شکل (٤-١٠) نشان داده شده است به‌صورت زیر بیان می‌کنیم:

دایره گام(pitch circle) : دایره فرضی است که همه محاسبات همیشه بر پایه قطر آن که قطر گام باشد انجام می‌شود. دوایر گام یک جفت چرخدنده، به هنگام کار با یکدیگر مماس هستند. از دو چرخدنده درگیر آن‌را که کوچکتر است چرخ کوچک (pinion) و آن‌که بزرگتر است را چرخدنده (gear) می‌گویند.

گام دایره‌ای P (circular Pitch): گام دایره‌ای روی دایره گام اندازه‌گیری می‌شود و فاصله نقطه‌ای روی یک دنده تا نقطه نظیر آن روی دنده مجاور است. پس گام دایره‌ای برابر با مجموع کلفتی یک دنده و پهنای دهانه دو دنده (روی دایره گام) است.

$$P = \pi d / N \qquad (١-٤)$$

مدول m (Module): مدول عبارتست از نسبت قطر گام به تعداد دنده‌ها. واحد طولی که در این‌جا به‌کار می‌رود میلیمتر است. مدول همان مشخصه اندازه دنده در دستگاه استاندارد بین‌المللی (SI) است. دو چرخدنده درگیر با هم دارای مدول یکسانی باشند.

$$m = \frac{d}{N} \qquad (٢-٤)$$

مدول (m) و قطر دایره گام (d) هر دو بر حسب میلیمتر و N بیانگر تعداد دندانه چرخدنده می‌باشد.

گام قطری P(Diametral Pitch): گام قطری نسبت تعداد دنده‌های چرخدنده بر قطر دایره گام است. چون گام قطری در واحد اینچی به‌کار می‌رود آن‌را تعداد دنده در اینچ نیز می‌گویند. مقدار گام قطری عکس مدول می‌باشد.

$$P = \frac{N}{D} \qquad (٣-٤)$$

اندازه سر دنده a (Addendum): برابر است با فاصله شعاعی بین سطح سر دنده (topland) تا دایره گام و به‌طور استاندارد مقدار آن برابر با مدول در نظرگرفته می‌شود.

$$a = m \qquad (٤-٤)$$

اندازه پای دنده b (Dedendum): برابر است با فاصله شعاعی بین سطح بیخ دنده (Buttom land) تا دایره گام و به‌طور استاندارد مقدار آن برابر با ۱/۲۵ برابر مدول (۱/۲۵m) در نظرگرفته می‌شود.

$$a = 1.25m \qquad (٥-٤)$$

گودی کل دنده ht (whole depth): گودی کل دنده برابر با مجموع اندازه سر و پای دنده است.

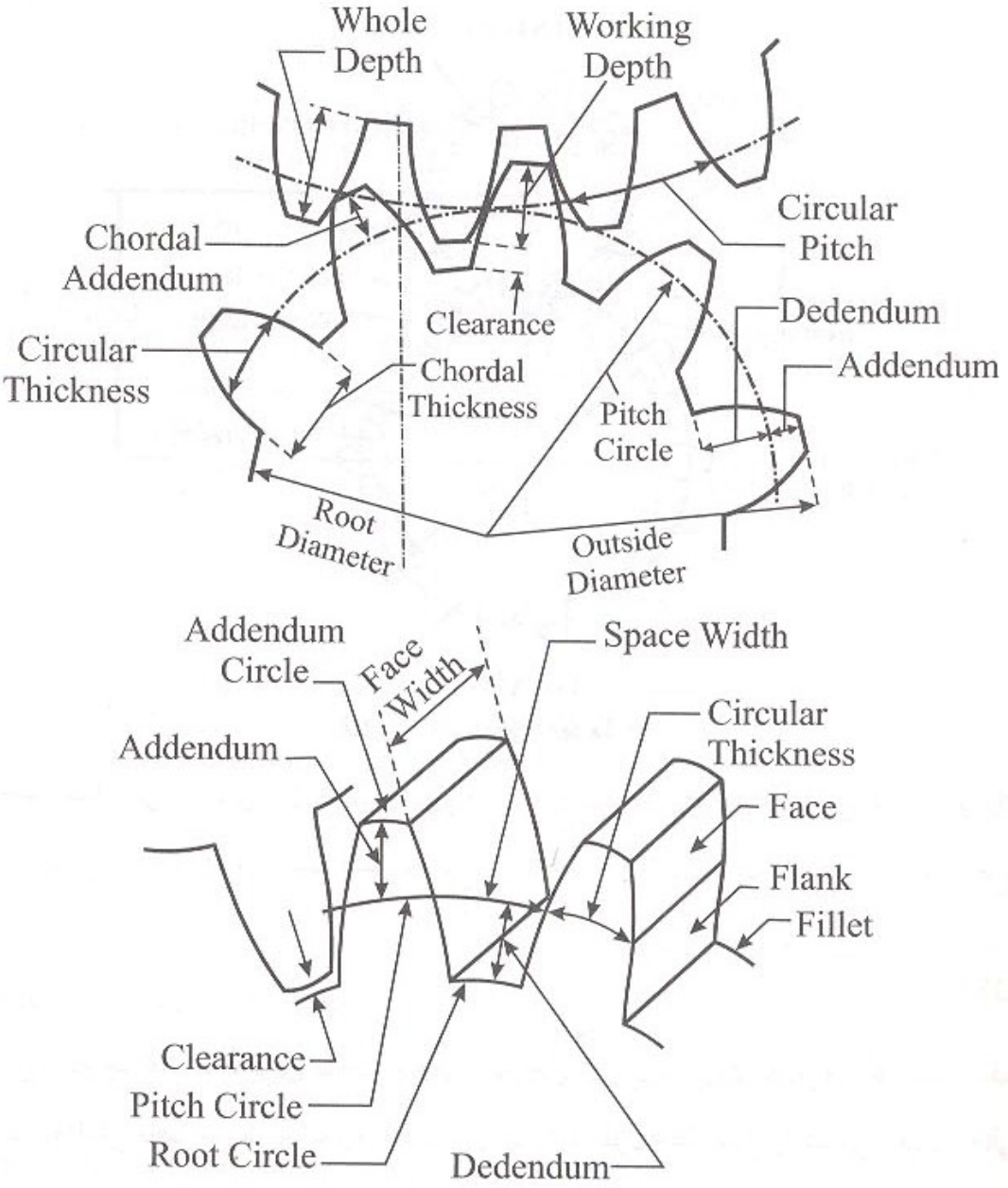
$$ht = a + b = 2.25m \qquad (٦-٤)$$

دایره آزادی چرخ (circle clearance): دایره آزادی چرخ دایره‌ای است مماس بر دایره سر چرخدنده درگیر با آن.

آزادی یا لقی c(Clearance) اندازه فزونی طول پای دنده‌ی یک چرخ از طول سر چرخدنده‌ی درگیر با آن است و به‌صورت اختلاف اندازه پای دنده از اندازه سر دنده $(b-a)$ بیان می‌گردد.

$$c = b - a = 0 \cdot 25m \qquad (۷-٤)$$

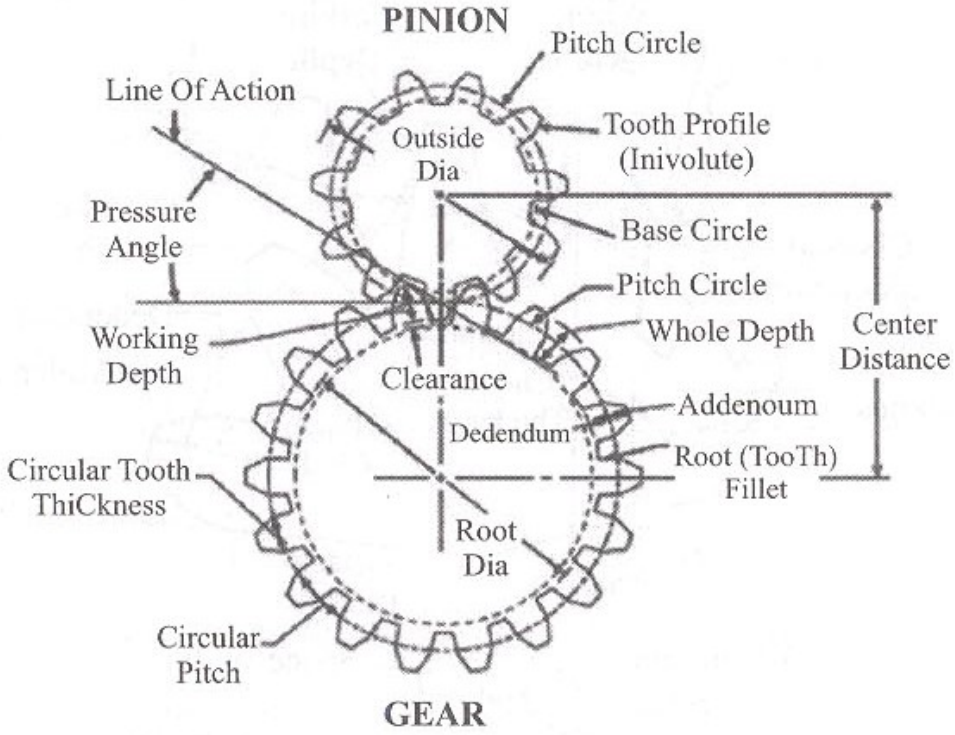
پس زنی (Back lash) مقدار فزونی دهانه دو دنده مجاور، از کلفتی دنده درگیر با آن است که روی دوایر گام اندازه‌گیری می‌شود.



شکل (۴-۱۰) مشخصات فنی دنده‌های چرخدنده

زاویه فشار ϕ (Pressure Angle) :

برای درگیری مناسب بین دو چرخدنده، باید دایره گام آن‌ها بر هم مماس باشد. راستای نیرویی که دنده چرخدنده محرک به دنده چرخدنده متحرک اعمال می‌کند، با خط مماس بر هر دو دایره گام، زاویه‌ای می‌سازد که به آن زاویه فشار گفته می‌شود. به بیان دیگر زاویه فشار بیانگر راستای اعمال نیرو بین دنده‌ها می باشد. معمولاً در طراحی چرخدنده‌ها اندازه زاویه فشار ۲۰ یا ۲۵ درجه در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۴-۱۱) زاویه و خط فشار

خط فشار یا خط عمل نیز راستای برآیند نیروهایی است که بین دو چرخدنده عمل می‌کند و اگر روی هر چرخ، دایره‌ای مماس به خط فشار رسم کنیم دوایر مبنا (اصلی) را می‌توانیم بدست آوریم. شعاع دایره مبنا برابر است با

$$r_b = r\cos\phi \qquad (۴-۸)$$

تغییر فاصله مرکزین دو چرخدنده که برای ساختن پروفیل دنده‌ها بکار می‌رود، روی دوایر مبنا که اساس یک چرخدنده است اثری ندارند. افزایش فاصله مرکزین به زاویه فشار می‌افزاید و طول خط عمل را کم می‌کند، در حالی‌که دنده‌ها همچنان مزدوج هستند، لزوم یکنواختی انتقال حرکت همچنان تأمین است و نسبت سرعت زاویه‌ای تغییر نمی‌کند.

مثال (٤-١):

یک جفت چرخدنده، شامل چرخدنده کوچک ١٦ دنده‌ای است که چرخدنده بزرگ ٤ دنده‌ای را می‌گرداند. مدول آن ۱۲ میلی‌متر و اندازه سر دنده و پای دنده به ترتیب m ۱ و m ۱/۲۵ (m مدول چرخدنده) است. چرخدنده‌ها با زاویه فشار ۲۰ درجه تراشیده شده‌اند.

الف) گام دایره‌ای، فاصله مرکزین و شعاع‌های دوایر مبنا را محاسبه کنید.

ب) هنگام سوار کردن این دوچرخدنده، فاصله مرکزین اشتباهاً به اندازه ۵ میلی‌متر بزرگتر شده است. مقادیر جدید زاویه فشار و قطرهای دایره گام را محاسبه کنید.

حل:

الف) برای گام دایره‌ای داریم:

$$P = \pi m = \pi(12) = 37.7mm$$

قطر گام‌های چرخ کوچک و بزرگ به ترتیب چنین است:

$$dp = 12(16) = 192mm \quad d_G = 12(40) = 480mm$$

بنابراین فاصله مرکزین برابر است با:

$$C = \frac{dp + d_G}{2} = \frac{192 + 480}{2} = 336mm$$

چون دنده‌ها با زاویه فشار ۲۰ درجه بریده می‌شوند، شعاع دوایر مبنا به کمک رابطه (۸-٤) بدست می آید.

$$r_{bp} = r_p \cos\phi = \frac{192}{2}\cos 20 = 90.2mm$$

$$r_{bG} = r_G \cos\phi = \frac{480}{2}\cos 20 = 225.5mm$$

ب)

اگر قطر جدید دوایر گام را d_p و d_G بگیریم، افزایش فاصله مرکزین به اندازه ۵ میلیمتر سبب می‌شود که:

$$c' = \frac{d'_p + d'_G}{2} = 336 + 5 = 341mm \qquad (۱)$$

همچنین با توجه به این‌که نسبت سرعت‌ها عوض نمی‌شود، پس داریم:

$$\frac{d'_p}{d'_G} = \frac{16}{40} \qquad (۲)$$

با حل همزمان معادلات (۲) و (۱) داریم:

$$d'_P = 194.9mm \qquad d'_G = 487.1mm$$

و با توجه به رابطه (٤-۸) زاویه فشار جدید بدست می‌آید:

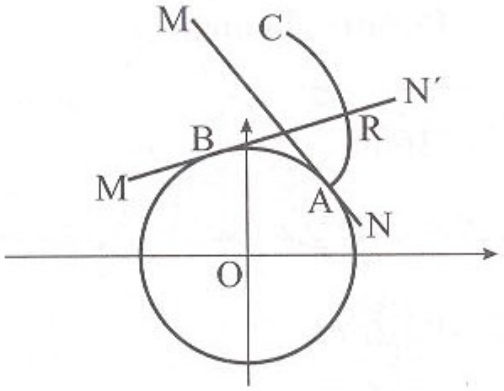
$$r_b = r\cos\phi = \cos^{-1}\frac{r_{bp}}{d'_p/2} = \cos^{-1}\frac{90.2}{194.9/2} = 22.24°$$

۴-۳) منحنی اینولوت دنده: (Involute Profile)

برای این‌که عمل جفت شدن دو چرخدنده درگیر با هم به‌خوبی انجام گیرد، لازم است که پروفیل سطح دنده‌ها به‌گونه‌ای طراحی گردند که در هنگام طراحی، سرعت خطی را ثابت نگه دارد. اما اگر پروفیل سطح دنده به‌خوبی انتخاب نشود، هنگامی‌که چرخدنده می‌چرخد، فاصله از مرکز هر چرخدنده تا نقطه تماس

تغییر می‌کند و باعث نوسان و تغییر در سرعت خطی می‌شود که در نتیجه عمل جفت شدن چرخدنده‌ها به خوبی انجام نمی‌گیرد.

مناسب‌ترین پروفیل برای سطوح دنده‌ها که حفظ سرعت خطی ثابت و عمل جفت شدن را به‌همراه داشته باشد منحنی اینولوت (Involute) می‌باشد. همانند شکل (٤-١٢) منحنی اینولوت را می‌توان با استفاده از نخی که به دور یک قرقره پیچیده شده است، بدست آورد. اگر سر نخ را همواره به‌صورت کشیده و تحت کشش نگه داریم و در حالی‌که قرقره ثابت است، شروع به باز نمودن آن از روی قرقره نماییم، مسیر حرکت سر نخ باعث ایجاد منحنی اینولوت می‌شود.



شکل (۴-۱۲) منحنی اینولوت دنده‌ها

۴-۴) تداخل یا میاندوی (Inter ference)

درگیری آن تکه از منحنی‌های دنده که مزدوج نیستند را تداخل یا میاندوی گویند. اثر آن در عمل این است که نوک یا سطح پوش دایره‌ای چرخ رانده می‌خواهد دامنه چرخ راننده را که پوش دایره نیست گود کند و این اتفاق در آغاز درگیری دو دنده و هنگام اتمام درگیری دندانه‌ها رخ می‌دهد.

برای برطرف کردن تداخل یا میاندوی می‌توان یکی از روش‌های زیر را به‌کار برد:

۱- در مرحله تولید چرخدنده‌ها، ابزار برش، تکه تداخل کننده دامنه دنده را از بین می‌برد و باعث می‌شود میاندوی خود به خود حذف شود. این عمل را برش زیرین (Under cutting) می‌گویند. ولی باید توجه نمود که این کار باعث ضعیف شدن ریشه دنده‌ها می‌شود.

۲- روش دیگر برای حذف تداخل، افزودن تعداد دنده‌های چرخدنده‌ها می‌باشد، هر چند اگر بخواهیم چرخدنده‌ها قدرت معینی را انتقال دهند، افزایش تعداد دنده‌ها را فقط می‌شود با افزایش قطر گام انجام داد، این کار سبب بزرگتر شدن چرخدنده‌ها می‌گردد که نامطلوب است و همچنین سرعت خط گام را افزایش می‌دهد که منجر به افزایش صدا و کاهش قدرت انتقالی نیز می‌گردد.

۳- روش دیگر استفاده از زاویه فشار بزرگتر می‌باشد، با این کار مقدار بیشتری از منحنی دنده پوش دایره خواهد بود. هر چند که این روش نیز نیروهای مماسی و بارهای شعاعی را زیادتر و نسبت درگیری را کمتر می‌کند ولی برای دنده‌های کوچک استفاده از زاویه فشار۲۵ درجه برای رفع تداخل روش مناسبی خواهد بود.

جدول ۴-۱: کمترین تعداد دنده برای جلوگیری از میاندوی برای زاویه فشار 20°

تعداد دنده های چرخ کوچک N_p	تعداد دنده های چرخ بزرگ، N_G							
	زاویه مارپیچ (۰ برای چرخدنده صاف)							
	۰	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵
۸								۱۲
۹							۱۲	۳۴
۱۰						۱۲	۲۶	∞
۱۱					۱۳	۲۳	۹۳	
۱۲			۱۲	۱۶	۲۴	۵۷	∞	
۱۳	۱۶	۱۷	۲۰	۲۷	۵۰		∞	
۱۴	۲۶	۲۷	۳۴	۵۳	۲۰۷			
۱۵	۴۵	۴۹	۶۹	۱۸۱	∞			
۱۶	۱۰۱	۱۲۱	۲۸۷	∞				
۱۷	∞	∞	∞					

۴-۵) تحلیل سینماتیکی چرخدنده

هنگامی‌که دو چرخدنده درگیرند دوایر گام آن‌ها نسبت به‌یکدیگر بدون لغزش می‌غلتند. شعاع دوایر گام را به‌ترتیب r_2 r_1 و سرعت زاویه‌ای آنها را ω_1 و ω_2 در نظر بگیرید: سپس با توجه به این‌که سرعت خطی دوایر گام آن‌ها برابر است، رابطه زیر را داریم:

$$v = |r_1\omega_1| = |r_2\omega_2| \qquad (۴-۹)$$

پس رابطه بین شعاع‌ها و سرعت‌های زاویه‌ای را به‌صورت زیر داریم:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \qquad (۴-۱۰)$$

۴-۵-۱) نسبت تبدیل چرخدنده:

وظیفه چرخدنده تبدیل توان و سرعت می‌باشد و هر گاه توان افزایش یابد سرعت کاهش یافته و برعکس در صورت افزایش سرعت، توان کاهش می‌یابد. مقدار این نسبت را که از رابطه (۴-۱۱) بدست می‌آید نسبت تبدیل چرخدنده می‌گویند.

$$n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \qquad (۴-۱۱)$$

مثال(۴-۲):

در یک ارتباط چرخدنده‌ای صاف که مدول آن ٤ میلی‌متر و نسبت تبدیل ۳ است. اگر چرخ کوچک ۲۰ دنده داشته باشد، تعداد دنده‌های چرخ بزرگ، قطرهای گام و فاصله مرکزین را محاسبه کنید.

حل: ابتدا از فرمول مدول استفاده کرده و قطر گام چرخدنده کوچک را که تعداد دنده‌های آن معلوم می‌باشد بدست می‌آوریم:

$$m = \frac{d_1}{N_1} \Rightarrow 4 = \frac{d_1}{20} \Rightarrow d_1 = 80mm$$

حال با استفاده از فرمول نسبت تبدیل، قطر گام چرخدنده بزرگ را پیدا می‌کنیم:

$$n = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 3 = \frac{d_2}{80} \rightarrow d_2 = 240mm$$

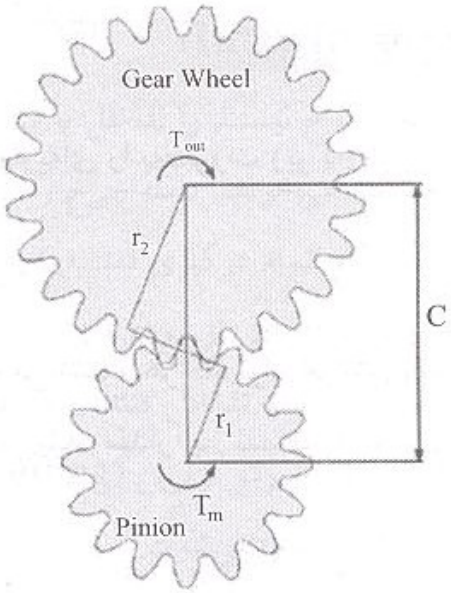
حال با استفاده از این نکته که مدول برای دو چرخدنده درگیر یکسان می‌باشد و استفاده از فرمول مدول تعداد دنده‌های چرخ بزرگ را پیدا می‌کنیم:

$$m = \frac{d_2}{N_2} \Rightarrow 4 = \frac{240}{N_2} \rightarrow N_2 = 60$$

برای پیدا کردن فاصله مرکزین نیز داریم:

$$\text{فاصله مرکزین } C = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{240 + 80}{2} = 160mm$$

در ارتباط‌های چرخدنده‌ای (gear trains) بدست آوردن سرعت ورودی، خروجی و یا نسبت دنده اهمیت فراوانی دارد. حال اگر طبق شکل (٤-١٣) فرض کنیم که چرخدنده کوچک ۲ چرخدنده بزرگ ۳ را می‌گرداند، سرعت چرخ رانده را به‌صورت زیر می‌توان نوشت:

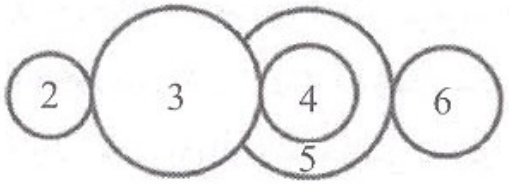


شکل (۴-۱۳) ارتباط چرخدنده‌ای تک مرحله‌ای

$$\omega_2 = \left|\frac{N_1}{N_2}\omega_1\right| = \left|\frac{d_1}{d_2}\omega_1\right| \qquad (١٢-٤)$$

معادله (٤-١٢) برای هر مجموعه چرخدنده‌ای (صاف، مارپیچ، مخروطی یا حلزونی) صادق است.

حال اگر ارتباط چرخدنده‌ای در شکل (٤-١٤) را در نظر بگیریم می‌توان سرعت چرخ خروجی (٦) را بر اساس سرعت چرخ ورودی (۲) و رابطه نسبت دنده بدست آورد:



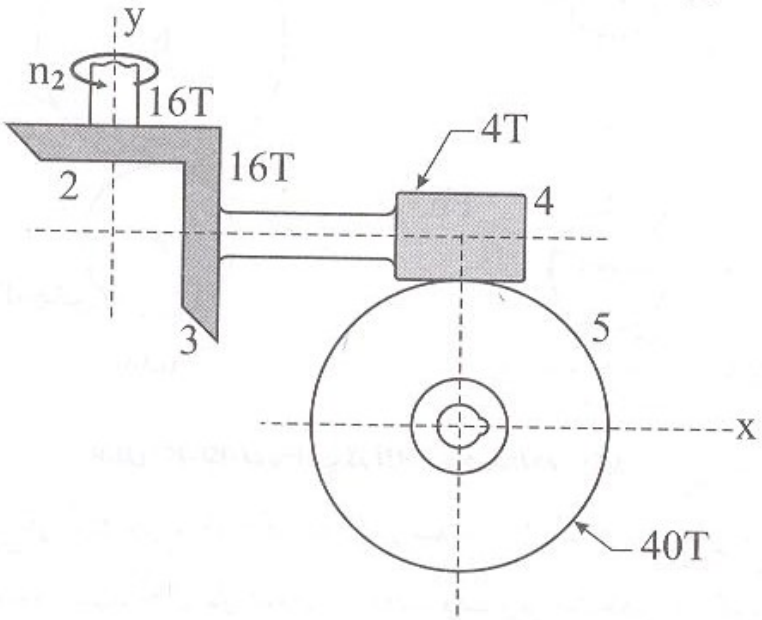
شکل (۴-۱۴) ارتباط چرخدنده‌ای ۳ مرحله‌ای

$$\omega_6 = \frac{N_1 N_3 N_5}{N_2 N_4 N_6}\omega_2 \qquad (۱۳-٤)$$

چرخدنده ۳، چرخدنده هرزگرد (Idler) است، طوری‌که تعداد دندانه‌های آن از رابطه (۱۳-٤) حذف می‌شود و فقط در جهت دوران چرخدنده ٦ موثر است. از طرف دیگر مشاهده می‌شود چرخدنده‌های ٥ و ۳ و ۲ راننده و چرخدنده‌های ۳ و ٤ و ٦ رانده هستند.

مثال (٤-۲):

در شکل زیر ارتباط چرخدنده‌ای را می‌بینید که از یک جفت چرخدنده یکسان هر یک ١٦ دنده، حلزون راست گرد ٤ دنده و چرخ حلزون ٤٠ دنده درست شده است. اگر سرعت چرخ دو، $n_2 = 200\text{rpm}$ باشد سرعت و جهت دوران چرخ حلزون را بدست آورید.



$$\omega_5 = \left|\frac{16}{16}\right| = \left|\frac{40}{40}\right| 200 = 20\text{rpm}$$

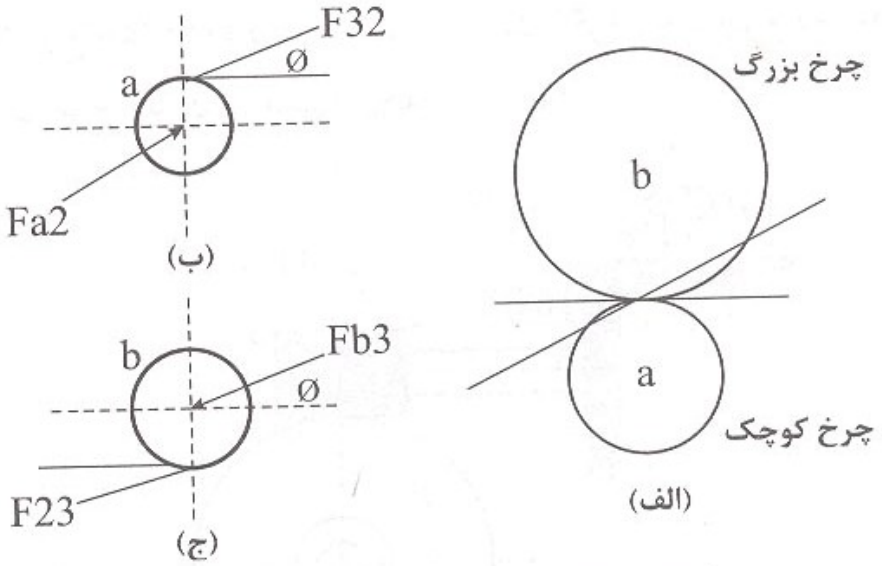
۴-۶) تحلیل نیرویی در چرخدنده‌های صاف

یکی از وظایف اصلی چرخدنده انتقال گشتاور می‌باشد. با استفاده از تحلیل نیرویی و بدست آوردن نیروهای وارد بر چرخدنده و همچنین شعاع موثر آن‌ها می‌توان گشتاور انتقالی را بدست آورد.

نیروی وارد از چرخدنده ۲ به چرخدنده ۳ به‌صورت F_{23} نشان داده می‌شود و F_{32} بیانگر نیروی وارد از

چرخدنده ۳ به چرخدنده ۲ بوده و در خلاف جهت F_{23} ولی برابر با آن می‌باشد. در این تحلیل جهت محورهای مختصات طبق معمول با محورهای x و y و z مشخص شده و جهت شعاعی یا مماسی آن با اندیس‌های r و t بیان می‌گردند. به‌عنوان مثال، F_{43t} مولفه مماسی نیروی چرخدنده ٤ است که به چرخدنده ۳ وارد می‌شود.

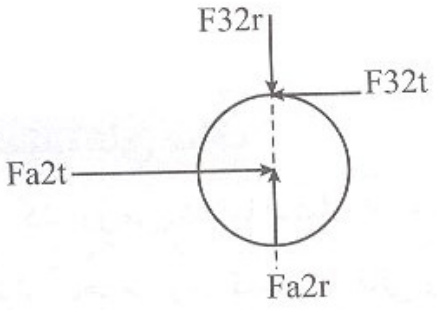
در شکل (٤-۱۵ الف) چرخدنده کوچکی که روی میل محور a سوار است، با سرعت n_2 دور در دقیقه ساعتگرد دوران می‌کند و چرخدنده‌ای را روی میل محور b با سرعت n_3 دور در دقیقه می‌گرداند. واکنش‌های نیرویی بین دنده‌های درگیر، در طول خط فشار رخ می‌دهد. در شکل (٤-۱۵ب) چرخدنده کوچک را از چرخدنده بزرگ و میل محور خود جدا کرده و نیروهایی بجای اثر آن‌ها روی این چرخ می‌گذاریم. میل محور a نیروی F_{a2} و گشتاور پیچشی T_{a2} را به چرخدنده کوچک ۲ وارد می‌کند. F_{32} نیرویی است که چرخدنده ۳ به چرخدنده کوچک وارد می‌کند. با به‌کار بردن روش مشابه نمودار پیکر آزاد چرخدنده بزرگ را مانند شکل (٤-۱۵ ج) بدست می‌آوریم.



شکل (۴-۱۵) نمودار پیکر آزاد دو چرخدنده درگیر

در شکل (٤-۱٦) نمودار پیکر آزاد چرخ کوچک دوباره رسم شده است و نیروهای وارد بر آن به مولفه‌های مماسی و شعاعی تجزیه شده است، حال بار انتقالی را به‌صورت زیر مشخص می‌کنیم:

$$w_r = F'_{32_t} \qquad (١٤-٤)$$



شکل(۴-۱۶) مولفه های نیروی چرخدنده

منظور از بار مماسی در واقع مولفه مفید بار است که برای ما کار انجام می دهد. زیرا مولفه شعاعی F_{32} کار مفیدی را انجام نمی‌دهد و قدرت نیز انتقال نمی‌دهد. می‌بینیم که گشتاور پیچشی وارد شده و بار انتقالی به صورت زیر با یکدیگر رابطه دارند:

$$T = \frac{d}{2} w_t \qquad (۱۵-٤)$$

حال اگر سرعت خطی دایره گام را با v نشان دهیم روابط زیر را برای سرعت v و بار مماسی w_t و توان انتقالی P داریم:

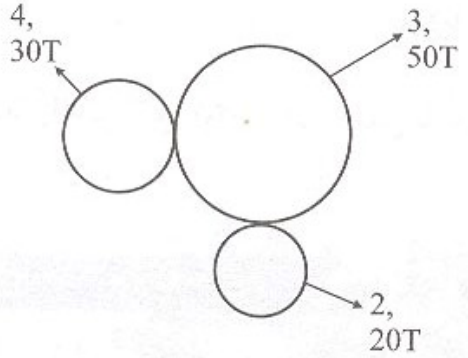
$$V = \frac{\pi dn}{60} \qquad (۱٦-٤)$$

$$w_t = \frac{60(10^3)P}{\pi dn} \qquad (۱۷-٤)$$

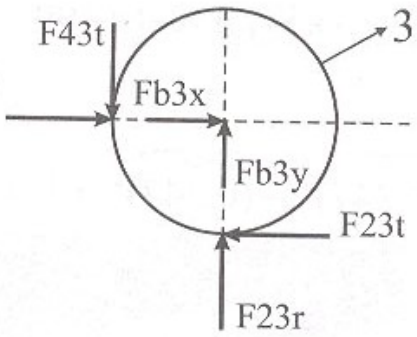
که P قدرت بر حسب کیلو وات، n سرعت زاویه‌ای بر حسب d،rpm قطر چرخ به میلی‌متر و در نهایت w_t بار انتقالی بر حسب کیلو نیوتن می‌باشد.

مثال (٤-٤):

چرخدنده کوچک ۲ در شکل زیر (الف) با سرعت ۱۷۵۰ دور در دقیقه دوران می‌کند و قدرت ۲/۵ kw را به چرخدنده هرزگرد ۳ انتقال می‌دهد. دنده‌ها با زاویه فشار ۲۰ درجه با سیستم گودی کامل تراشیده شده‌اند و مدول آن‌ها m = ۲/۵ mm است. نمودار پیکر آزاد چرخدنده بزرگ ۳ را رسم و تمام نیروهایی را که بر آن وارد می‌شوند را بدست آورید.



(ب)



ابتدا قطر دوایر گام چرخدنده‌ای ۲ و ۳ را بدست می‌آوریم:

$$d_2 = N_2 m = 20(2.5) = 50mm$$

$$d_3 = N_3 m = 50(2.5) = 125mm$$

از رابطه (٤-۱۷) بار انتقال یافته (مماسی) را پیدا می‌کنیم:

$$w_t = \frac{60(10^2)H}{\pi d_2 n} = \frac{60(10^3)(2.5)}{\pi(50)(1750)} = 0.546kN$$

بنابراین نیروی مماسی چرخدنده ۲ روی چرخدنده ۳ به‌صورت زیر است:

$$F_{23t} = 0.546kN$$

از روی شکل بالا (الف) داریم:

$$F_{23r} = F_{23}{}^{t} \tan 20 = (0.546)\tan 20 = 0.199kN$$

و همچنین نیروی کلی وارد از چرخ ۲ به چرخ ۳ را به‌صورت زیر داریم:

$$F_{23} = \frac{F_{23}^{t}}{\cos 20} = \frac{0.546}{\cos 2a} = 0.581kN$$

چون چرخدنده ۳ هرزگرد است، هیچ توان (گشتاوری) به میل محور خود نمی‌دهد. بنابراین، نیروی عکس‌العملی مماسی چرخدنده ٤ روی چرخدنده ۳ مساوی w_t خواهد بود، پس:

$$F_{23t} = 0.546kN\ ,\ F_{43r} = 0.199kN$$

نیروی برآیند از چرخ ٤ به چرخ ۳ را به‌صورت زیر داریم:

$$F_{43} = \sqrt{0.546^2 + 0.199^2} = 0.581kN$$

و جهت نیروها را می‌توان در شکل (الف) دید.

واکنش‌های میل محور در راستای x و y چنین خواهد بود:

$$F_{b3x} = -(F_{23t} + F_{43r}) = -(-0.546 + 0.199) = 0.347kN$$

$$F_{b3y} = -(F_{23r} + F_{43t}) = -(0.199 - 0.546) = 0.347kN$$

و برآیند واکنش میل محور، این چنین بدست می‌آید:

$$F_{b3} = \sqrt{(0.347)^2 + (0.347)^2} = 0.491kN$$

۴-۷) تحلیل تنش در چرخدنده‌ها

در تحلیل تنش وارده بر چرخدنده‌ها دو گونه تنش اهمیت خاصی دارند. یکی تنش خمشی و دیگری تنش لهیدگی؛ شکست ناشی از تنش خمشی زمانی پیش می‌آید که تنش در دنده برابر یا بیش از مقاومت تسلیم یا حد دوام خمشی باشد. شکست ناشی از لهیدگی سطح دنده زمانی رخ می‌دهد که تنش‌های برخورد، برابر یا بیش از مقاومت دوام سطح دنده باشند. البته تجربه نشان می‌دهد که اکثر چرخدنده‌ها در اثر تنش لهیدگی دچار شکست می‌شوند.

برای تحلیل تنش چرخدنده‌ها به‌صورت محاسباتی از روابط و نمودارهایی که توسط انجمن سازندگان چرخدنده (AGMA) ارائه شده است، استفاده می‌شود.

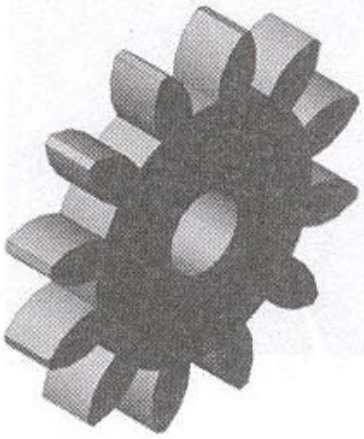
٤-٧-١) تحلیل نرم افزاری تنش در چرخدنده‌ها

برای تحلیل نرم افزاری تنش در چرخدنده‌ها می‌توان از نرم افزارهایی مانند Solid work، ANSYS، Gear mesh، Abaqus و ... استفاده کرد.

برای تحلیل تنش چرخدنده باید مراحل زیر را طی نمود:

- مدلسازی:

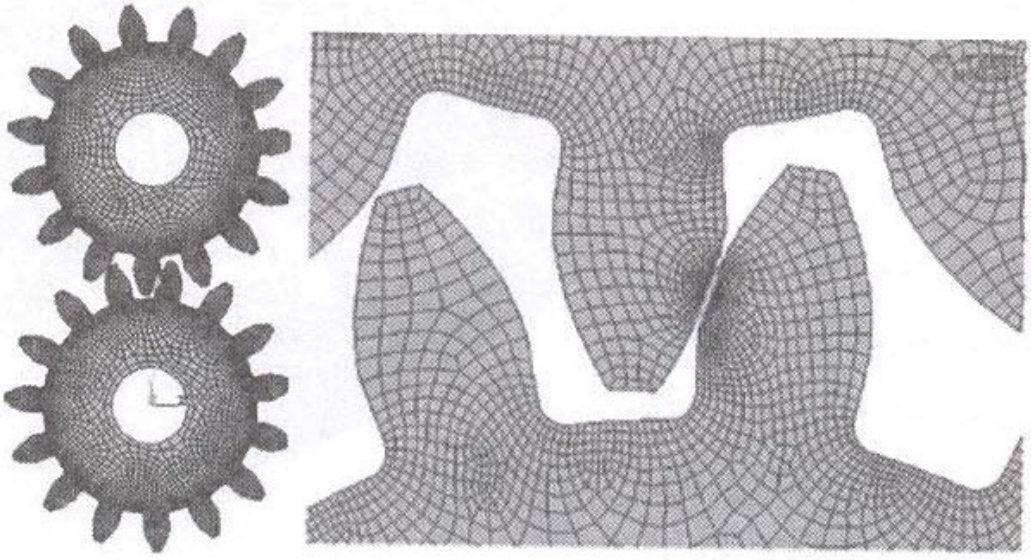
در این مرحله با توجه به مشخصات هندسی که از چرخدنده در اختیار داریم می‌توان توسط نرم افزارهای طراحی مانند Solid work، Catia و Gearmesh چرخدنده را مدلسازی کرد و یا با دادن مشخصات چرخدنده مانند مدول، قطر گام و نوع چرخدنده از مدل‌های آماده چرخدنده در این نرم‌افزارها استفاه کرد.



شکل (۴-۱۷) چرخدنده مدلسازی شده در نرم افزار Solid work

- تعیین المان و مش‌بندی:

این مرحله در نرم افزارهای اجزا محدود مانند ANSYS و Abaqus یا Cosmos انجام می‌گیرد. برای انجام این مرحله ابتدا باید چرخدنده مدلسازی شده در مرحله قبل را به نرم افزارهای اجزا محدود مانند ANSYS انتقال داد و پس از تعیین مشخصات فیزیکی مانند جنس و ضریب پواسون، نوع المان را مشخص می‌کنیم (برای چرخدنده می‌توان از المان Solid ۳D۹۰ استفاده کرد). سپس مش‌بندی را انجام می‌دهیم یعنی چرخدنده را به المان‌های کوچک (به‌صورت مربع، مثلث و یا آزاد) تقسیم می‌کنیم.



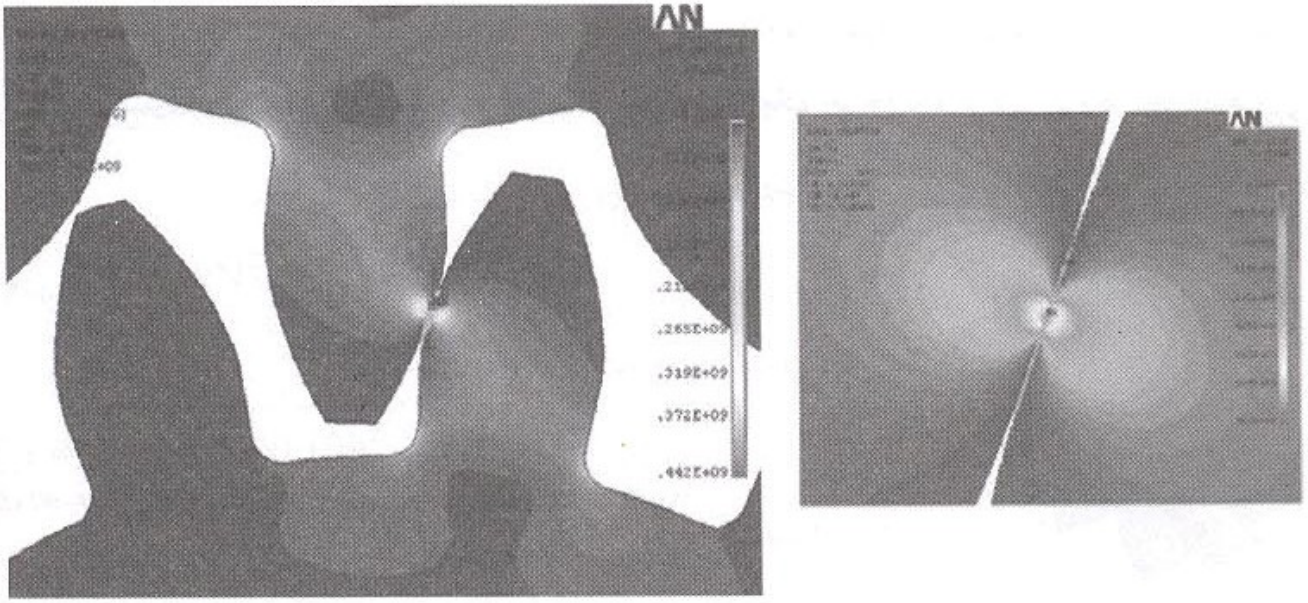
شکل (۴-۱۸) مش‌بندی و تعیین نوع المان در نرم افزار ANSYS

- تعیین نیروهای وارد بر چرخدنده:

در این مرحله مقدار و جهت نیروهای (گشتاور) وارد بر چرخدنده را در مکان مورد نظر(تماس چرخدنده) از طریق منوی load define-Solve اعمال می‌کنیم.

- حل و مشاهده نتایج:

در این مرحله که مرحله پایانی می‌باشد همانند شکل (٤-١٩) گزینه Solve در نرم افزار ANSYS را انتخاب می‌کنیم و سپس از گزینه Post Processor نتایج را مشاهده می‌کنیم.



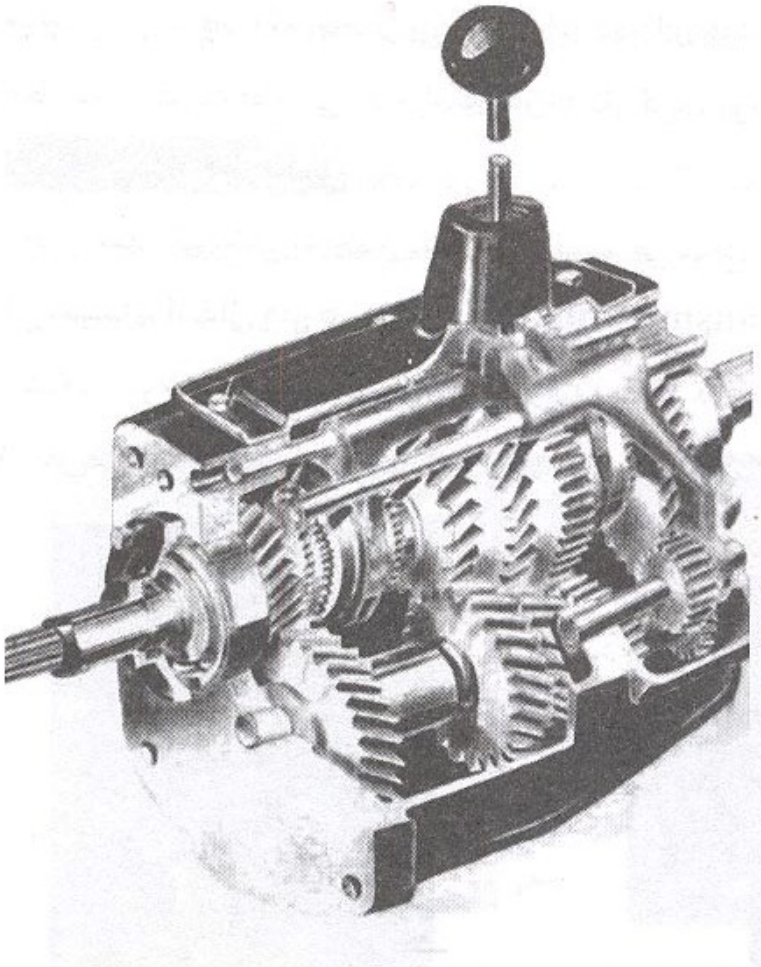
شکل (۴-۱۹) حل و مشاهده نتایج (آنالیز تنش) در Ansys

فصل پنجم:

گیربکس دستی

۵-۱) مقدمه

گشتاور تولیدی توسط موتور پس از انتقال توسط کلاچ به جعبه دنده می‌رسد. وظیفه جعبه دنده انتقال دور موتور با نسبت‌های گوناگون و رساندن آن به میل گاردان در خودروهای دیفرانسیل عقب یا مستقیماً به دیفرانسیل در خودروهای دیفرانسیل جلو می‌باشد. گیربکس اصلی‌ترین عضو سیستم انتقال قدرت می‌باشد که دور و گشتاور تولیدی از طریق موتور را با نسبت‌های مختلف بر اساس شرایط جاده و دلخواه راننده به چرخ‌ها منتقل می‌کند. محدوده دوران چرخ‌ها و سرعت اتومبیل نسبتاً زیاد است؛ هنگام شروع حرکت، خودرو باید از حالت سکون به‌تدریج خارج شده و به شتاب در آید. بنابراین برای غلبه بر نیروهای اینرسی خودرو و همچنین مقاومت جاده نیاز به نیرو و توان بیشتری می‌باشد. و یا همچنین هنگام شیب پیمایی نیز خودرو باید برای غلبه بر نیروی ثقل، توان بیشتری را صرف کند. ولی



شکل (۵-۱) نمای گیربکس

در هنگام حرکت بر روی جاده صاف و بدون ترافیک، خودرو نیازمند توان کم ولی سرعت بالا می‌باشد. بنابراین با توجه به شرایط مختلف بایستی بین موتور و چرخ‌های خودرو در سیستم انتقال قدرت، جعبه دنده‌ای وجود داشته باشد تا قادر باشد گشتاور تولید شده توسط موتور را که تقریباً مقدار مشخصی است، متناسب با شرایط کاهش یا افزایش دهد.

۵-۲) وظایف گیربکس

اصلی‌ترین وظیفه گیربکس تغییر دور و گشتاور می‌باشد. گیربکس مجموعه‌ای است که متناسب با شرایط جاده و دلخواه راننده، گشتاور موتور را تغییر می‌دهد. واضح است که با دور ثابت موتور، هنگام شروع حرکت و یا شیب پیمایی، با کاهش دور در جعبه دنده، گشتاور دورانی (قدرت) چرخ‌ها افزایش می‌یابد و بلعکس هنگام حرکت با سرعت بالا، با بالا رفتن دور در جعبه دنده، گشتاور چرخ‌ها کاهش یافته و سرعت بالا می‌رود.

یکی دیگر از وظایف گیربکس تأمین شرایطی است که بتوان از سرعت گرفتن ناخواسته اتومبیل جلوگیری کرده و در جاده‌های سراشیبی با افزایش اینرسی به عنوان ترمز عمل کرده و سرعت را کاهش داد.

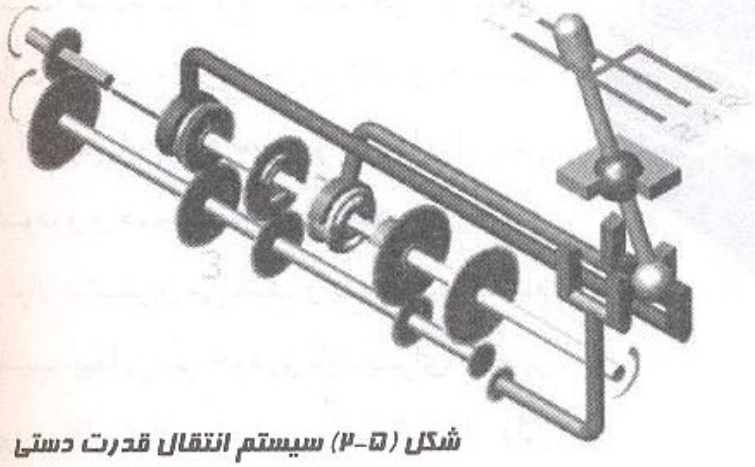
وظیفه دیگر گیربکس تأمین حرکت اتومبیل در جهت مخالف یا عقب است. با توجه به این‌که جهت چرخش موتور غیر قابل تغییر است، بنابراین این کار نیز توسط گیربکس انجام می‌شود. در هر وسیله نقلیه‌ای که وزن آن بیش از ۴۰۰ کیلوگرم باشد، طبق قوانین بین‌الملل، وجود دنده عقب الزامی است.

همچنین در مواقعی که خودرو بی‌حرکت است، برای روشن نگه‌داشتن موتور، جعبه دنده مدار قدرت را از خط انتقال قدرت قطع می‌کند و امکان درجا کار کردن موتور را فراهم می‌آورد.

۵-۳) انواع گیربکس

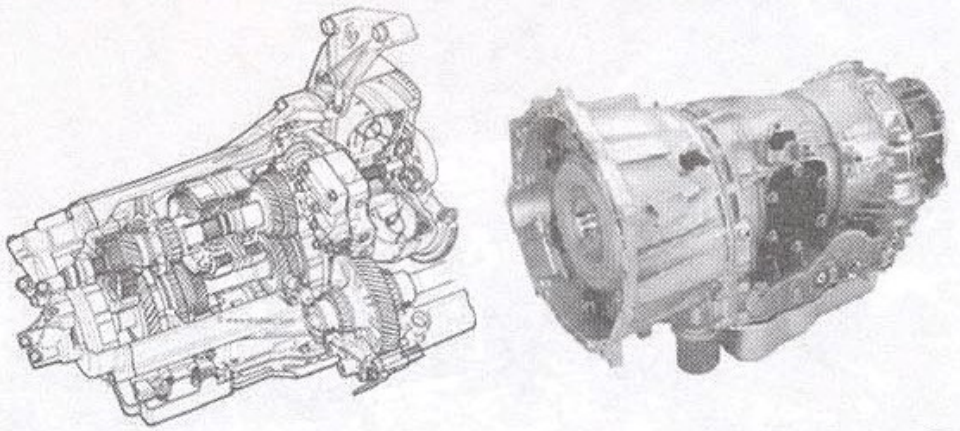
به‌طور عمده گیربکس به چهار دسته کلی تقسیم می‌شود:

۱- سیستم انتقال قدرت دستی(Manual transmission, MT): اولین سیستم انتقال قدرت مورد استفاده از نوع سیستم دستی می‌باشد، که راننده با فشردن پدال کلاچ، مسیر انتقال قدرت را قطع کرده و پس از تعویض دنده به‌صورت دستی (اهرم دنده)، مسیر قدرت را با رها کردن پدال کلاچ متصل می‌کند.



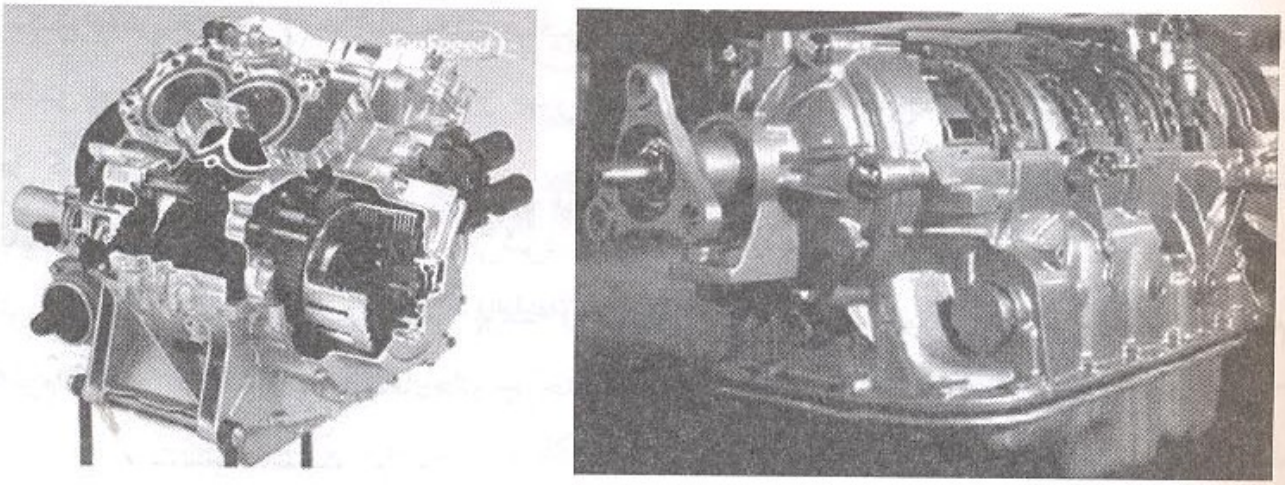
شکل (۵-۲) سیستم انتقال قدرت دستی

۲- سیستم انتقال قدرت اتوماتیک (Automatic Transmission, AT): در این سیستم از کوپلینگ هیدرولیکی (مبدل گشتاور) به‌جای کلاچ استفاده می‌شود و در سیستم گیربکس از مجموعه چرخدنده‌های خورشیدی به‌جای چرخدنده‌های ساده یا مارپیچ استفاده می‌شود تا تعویض دنده به‌صورت خودکار انجام شود. در این سیستم نیازی به تعویض دنده توسط راننده نبوده و رانندگی را بسیار سهل و آسان می‌کند. ولی نسبت به گیربکس دستی سنگین‌تر و پیچیده‌تر می‌باشند که باعث کاهش بازده آن نسبت به گیربکس دستی می‌شود. امروزه این گیربکس‌ها توسعه فراوانی یافته و می‌توانند جایگزین مناسب گیربکس دستی شوند.



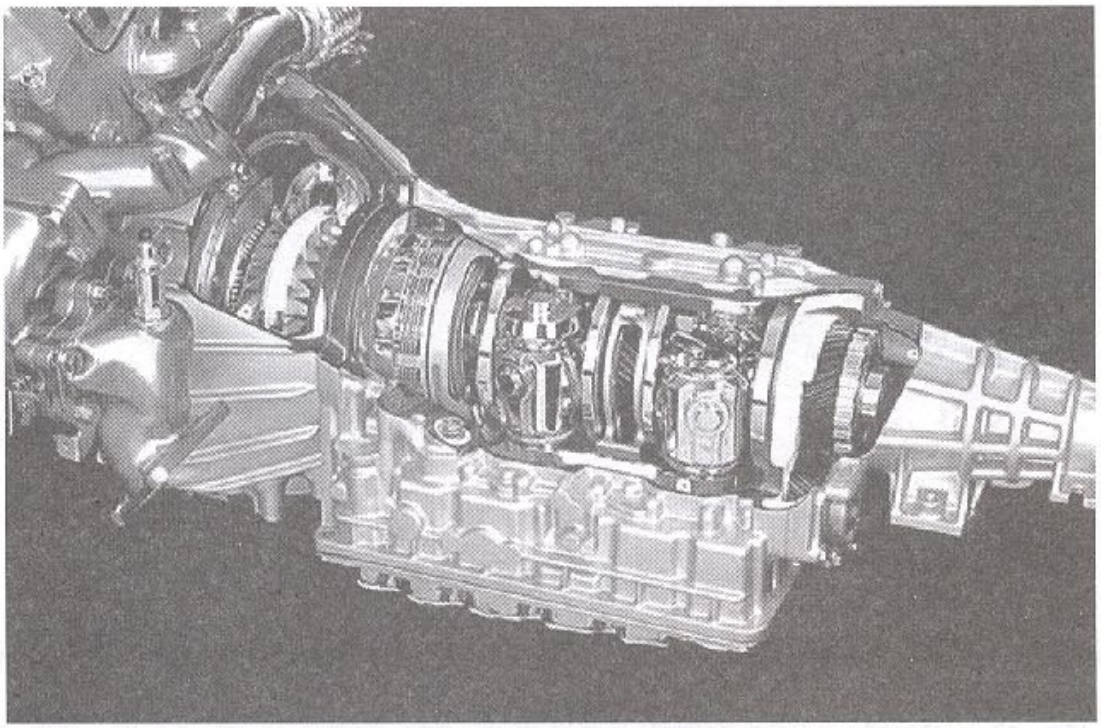
شکل (۵-۳) سیستم انتقال قدرت اتوماتیک

۳- سیستم انتقال قدرت نیمه اتوماتیک (Semi Automatic Transmission): سیستمی می‌باشد که سعی می‌کند از مزایای هر دو سیستم دستی و اتوماتیک استفاده کند ولی هزینه آن بالا بوده و طراحی آن نیز بسیار پیچیده‌تر می‌باشد. به‌همین خاطر به‌طور گسترده کمتر مورد استفاده قرار می‌گیرد، و تنها در خودروهای اسپورت و یا اعیانی استفاده می‌شود. این سیستم از سنسورها و سوئیچینگ‌های الکتریکی تحت فرمان راننده برای تعویض دنده استفاده می‌کند و از نوع متداول آن که در فصل ٦ توضیح داده شده است سیستم نیمه اتوماتیک دوکلاچه می‌باشد.



شکل (۵-۴) سیستم انتقال قدرت نیمه اتوماتیک

۴- سیستم انتقال قدرت پیوسته: (Continous Variable Transmission,CVT): در این سیستم از ارتباط دنده‌ای استفاده نمی‌شود و جایگزین بسیار مناسب دنده‌های گسسته می‌باشند. در واقع CVTها از بی‌نهایت نسبت دورهای متغییر استفاده می‌کنند تا به عملکرد بهینه موتور در شرایط کاری مختلف دست یابند. این سیستم بیشینه بسیار قدیمی داشته و امروزه اغلب خودروهای امریکایی و ژاپنی مانند فورد، نیسان، فیات و ... در صدد ارتقای بازده این سیستم می‌باشند.



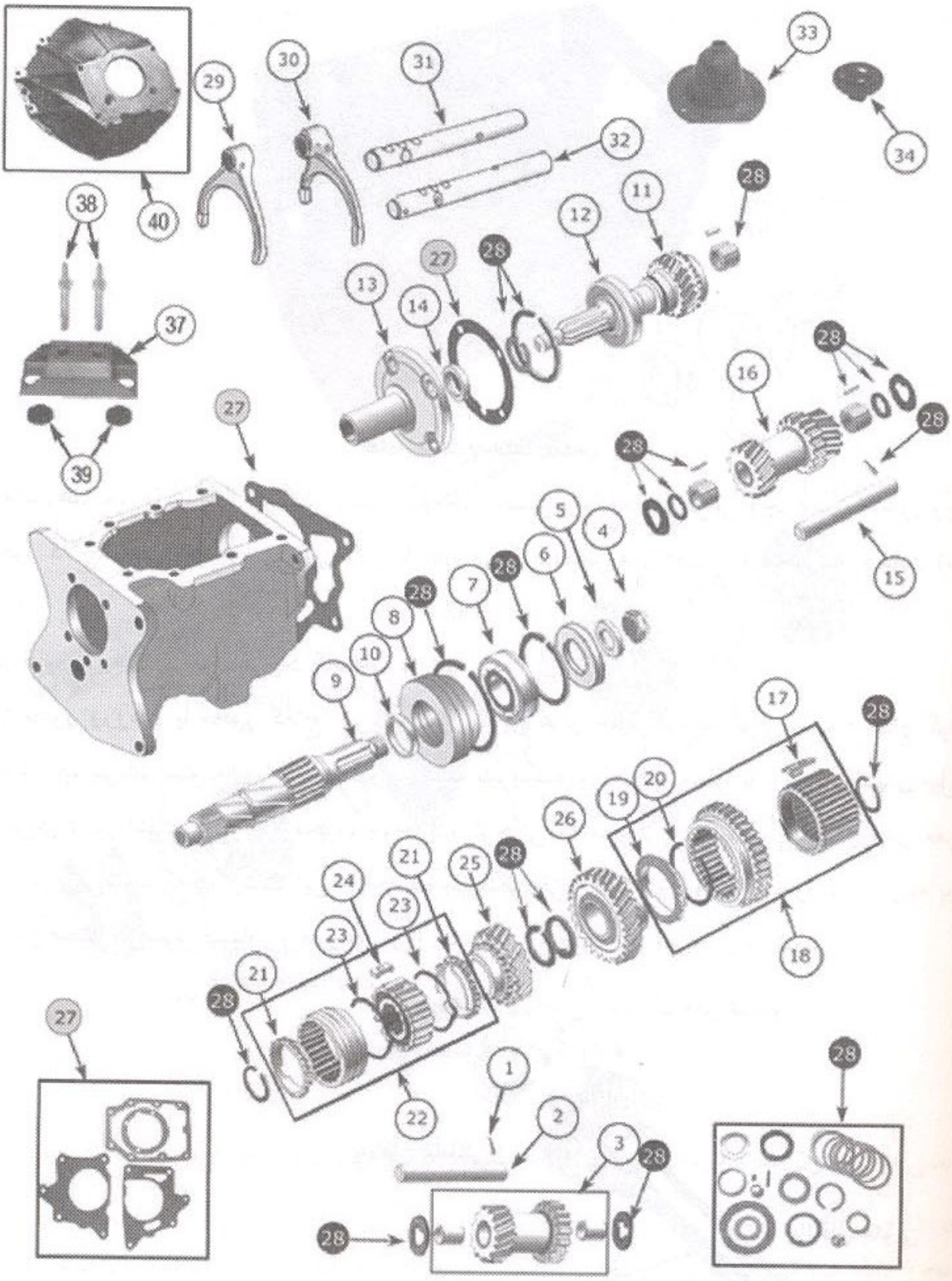
شکل (۵-۵) سیستم انتقال قدرت پیوسته

در این فصل گیربکس دستی، نحوه عملکرد و اجزا آن بیان خواهد شد و سه نوع گیربکس دیگر (اتوماتیک، نیمه اتوماتیک و انتقال قدرت پیوسته) در فصل بعدی معرفی می‌شوند.

۵-۴) معرفی گیربکس دستی و اجزا آن

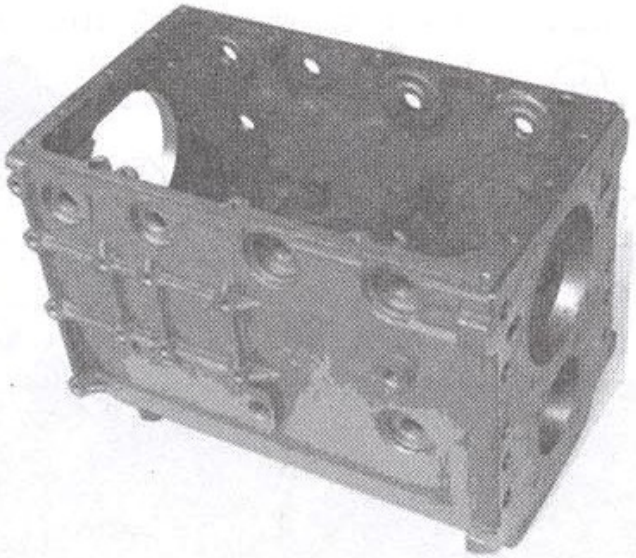
گیربکس دستی متشکل از چرخدنده‌های صاف و مارپیچی می‌باشد که این چرخدنده‌ها بر روی محورهای گیربکس نصب شده و درون محفظه‌ای از جنس چدن یا آلومینیوم قرار می‌گیرند. به‌منظور روان‌کاری فضای داخل گیربکس با روغن مخصوص گیربکس پر می‌گردد. همچنین برای تحمل نیروهای وارد بر چرخدنده‌ها از یاتاقان‌هایی نیز در گیربکس استفاده می‌شود.

به‌طور کلی یک گیربکس دستی شامل پوسته و سرپوش جعبه دنده، محورهای اصلی جعبه دنده، اهرم و مکانیزم تعویض دنده، خارها، یاتاقان‌ها و چرخدنده‌ها می باشد که در شکل (۵-۶) نشان داده شده‌اند.



شکل (۵-۷) اجزا کلی گیربکس

۱- پوسته و سرپوش جعبه دنده: پوسته گیربکس که معمولاً از چدن یا آلومینیوم ریخته می‌باشد، محفظه ایست که برای نگه‌داری قطعات تشکیل دهنده گیربکس به‌کار برده می‌شود. پوسته گیربکس اغلب به‌وسیله پیچ به پوسته کلاچ (گلدانی) بسته می‌شود و داخل آن با استفاده از روغن گیربکس پر می‌شود.



شکل (۵-۷) پوسته گیربکس

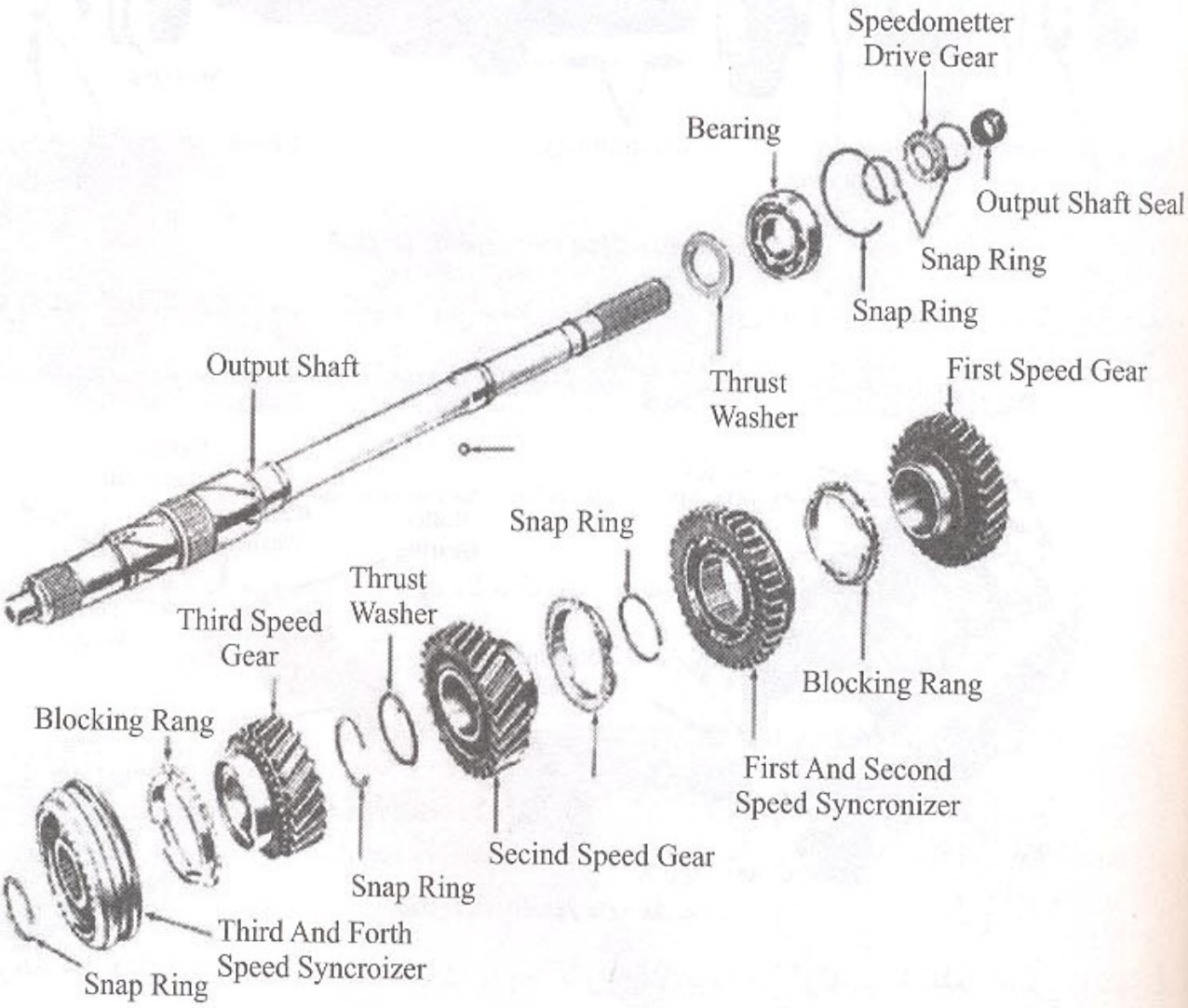
۲- محورها: معمولاً در یک گیربکس دستی سه محور اصلی و یک محور فرعی وجود دارد؛ محور ورودی یا محور کلاچ، محور خروجی، محور میانی یا دنده هرزگرد (محورهای اصلی) و محور دنده عقب (محور فرعی)

که در ادامه به بحث پیرامون هر یک پرداخته می‌شود:

الف) محور ورودی یا محور کلاچ: این شفت از طریق هزار خار، به‌وسیله توپی صفحه کلاچ گردانده می‌شود. یک سر آن استوانه‌ای شکل بوده و به‌وسیله بلبرینگ‌های سوزنی شکل با بوش در انتهای میل‌لنگ قرار می‌گیرد. در انتهای دیگر این محور، چرخدنده کوچکی که معمولاً به دنده سر شفت ورودی معروف است سوار می‌شود. که در پشت این چرخدنده بلبرینگی قرار دارد که به‌وسیله محور ورودی به پوسته گیربکس متصل می‌شود. گشتاور و دور موتور از طریق این محور وارد گیربکس می‌شود.

شکل (۵-۸) محور ورودی گیربکس

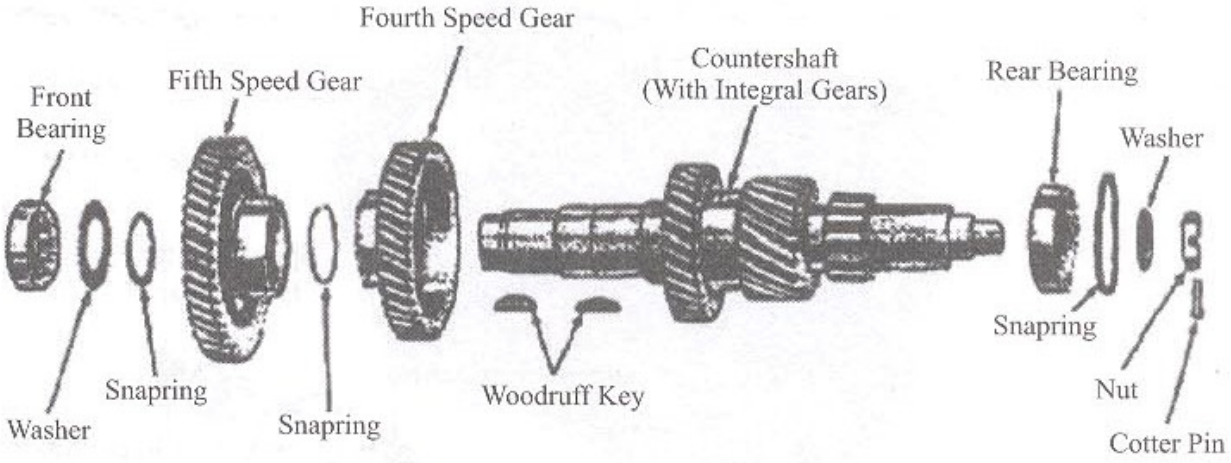
ب) محور خروجی: گشتاور و دور تولید شده مطلوب از گیربکس از طریق این محور به میل گاردان یا دیفرانسیل انتقال می‌یابد. محور خروجی در راستای محور ورودی بوده و نوع اتصال این دو محور ضرایب دنده را مشخص می‌کند.



شکل (۵-۹) محور خروجی گیربکس

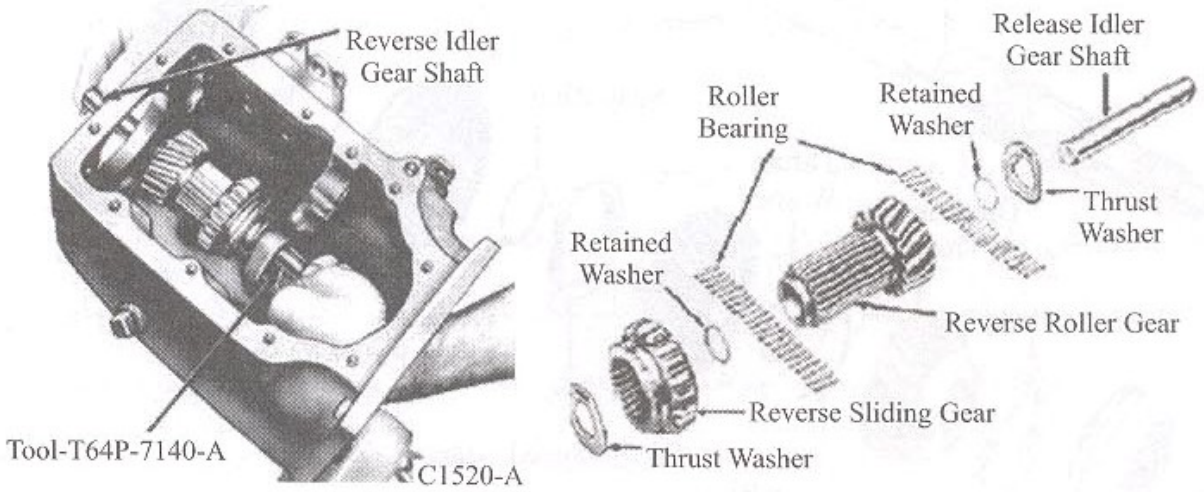
در بعضی مواقع چون محور ورودی و خروجی به‌یکدیگر متصل می‌باشند آن‌ها را به‌صورت یکپارچه، شفت اصلی نیز می‌گویند.

ج) محور دنده هرزگرد یا میانی: در داخل گیربکس محور دیگری نیز وجود دارد که به آن محور هرزگرد یا دنده زیرین می‌گویند که موازی محورهای خروجی و ورودی می‌باشد. این محور همراه با دنده‌هایش به‌صورت یکپارچه ساخته می‌شود و چرخدنده‌های این محور از لحاظ اندازه برعکس چرخدنده‌های روی محور اصلی می‌باشند. دو سمت این محور به‌علت ایجاد نیروهای شعاعی و محوری در تکیه‌گاه‌های خود، یاتاقان‌های ساچمه‌زنی یا رولربرینگ دارند.



شکل (۵-۱۰) محور دنده هرزگرد (دنده زیرین)

د) محور دنده عقب: این محور که به موازات شفت‌های اصلی و دنده زیر می‌باشد شامل چرخدنده هرزگردی است که بتواند جهت دور را تغییر دهد.

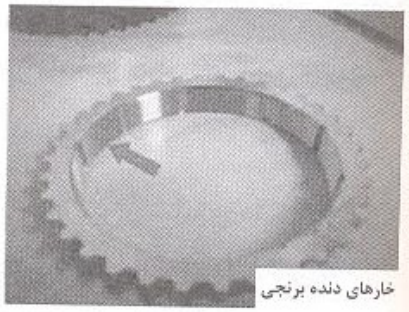


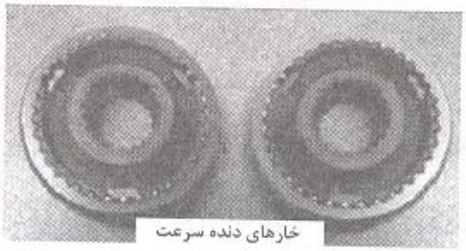
شکل (۵-۱۱) محور دنده عقب

۳- خارها: خارها برای اتصال موقت قطعات با یکدیگر به‌کار برده می‌شوند و با قطعه اصلی به‌صورت یکپارچه می‌چرخند. این خارها همچنان‌که در شکل (۵-۱۲) نشان داده شده‌اند به شکل‌های مکعب، استوانه‌ای و مخروطی می‌باشند.

شکل (۵-۱۲): خارهای به‌کار رفته در گیربکس

روش دیگر برای نگه‌داشتن قطعات نسبت به‌هم، استفاده از شیارهای ماشین‌کاری می‌باشد که هزار خار نامیده شده و به‌صورت مستقیم یا منحنی (مارپیچ) می‌باشند. هزارخارها به دو دسته تقسیم می‌شوند: هزارخارهای داخلی که داخل قطعه به‌صورت هزارخار است. و هزارخارهای خارجی که بیرون قطعه به‌صورت هزارخار (ماشین‌کاری شده) می‌باشد. هزار خارها با قطعاتی که بر روی آن‌ها سوار می‌شوند بسته به مورد استفاده‌شان ممکن است لغزان یا کمی سفت و یا به‌وسیله پرس ثابت شده باشند.

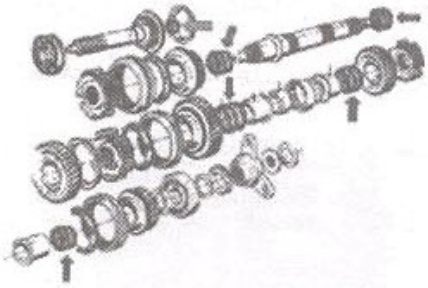

خارهای دنده برنجی

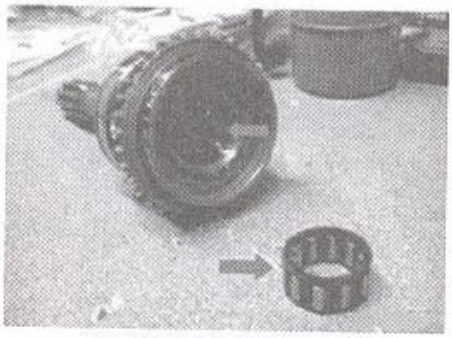

خارهای دنده سرعت

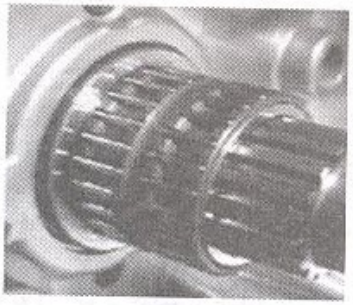
هزارخار محور

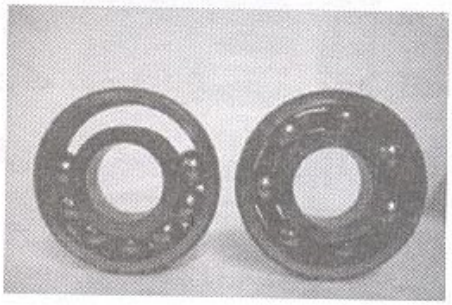
شکل (۵-۱۳) خار و هزار خارهای ایجاد شده بر روی اجزا گیربکس

۴- یاتاقان‌های گیربکس: هر محور دوار حداقل دو تکیه‌گاه دارد و با توجه به این‌که نیروهای ایجاد شده شعاعی، محوری و یا ترکیبی از هر دو باشند. یاتاقان‌ها معمولاً بلبرینگ یا رولربرینگ می‌باشند.









شکل (۵-۱۴): انواع یاتاقان‌های بکار رفته در گیربکس

۵- چرخدنده‌ها: اصلی‌ترین قسمت گیربکس، چرخدنده‌ها می‌باشند که بر روی محورهای گیربکس سوار می‌شوند هر جفت چرخدنده در گیربکس می‌تواند یک دور یا نسبت دنده مشخصی را ایجاد کند. چرخدنده‌ها به سه صورت ممکن است به محورهای خود وصل شوند:

الف) چرخدنده‌ها با محورهای یکپارچه: در این حالت چرخدنده‌ها با محور خود به وسیله ریخته‌گری به صورت یک قطعه یکپارچه ساخته می‌شوند. در گیربکس، محور پایین به همراه چرخدنده‌هایش به صورت یکپارچه بوده و به نام دنده زیر یا دنده هرزگرد می‌باشند.

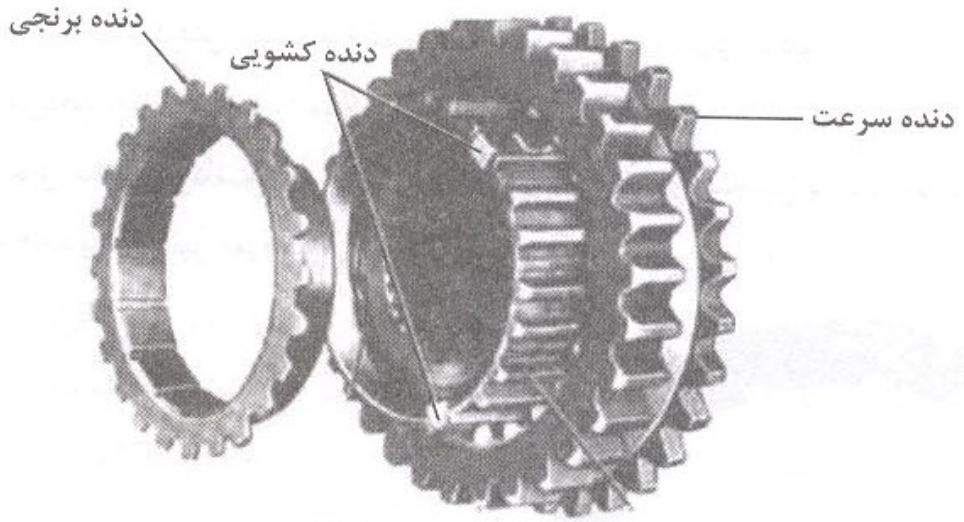
ب) چرخدنده‌های لغزشی: در این روش چرخدنده‌های استوانه‌ای به کار می‌روند. این چرخدنده‌ها در قسمت مرکزی خود سوراخی دارند که سطح داخلی آن به صورت هزارخار تراشیده شده است. چرخدنده توسط این هزارخار بر روی محوری که دارای هزارخار مشابه است حرکت لغزشی دارد. برای تغییر نسبت دنده نیز چرخدنده به وسیله مکانیزم اهرم تعویض دنده (ماهک) به‌طرف چرخدنده دیگر حرکت داده شده و با آن درگیر می‌شود. (در گیربکس‌های کشوئی استفاده می‌شوند).

ج) چرخدنده با درگیری ثابت: در این طرح نیز چرخدنده ها بر روی محور خود سوار شده و دائماً درگیرند و بدون گردش محور، قابلیت گردش را دارند. برای بدست آوردن نسبت دنده مورد نظر در این روش یک مکانیزم مخصوص جفت کننده که به وسیله هزارخار به‌محور متصل است به یکی از دو چرخدنده نزدیک شده و با آن درگیر می‌شود و هنگام آزادسازی کافی است جفت کننده را از چرخدنده دور ساخت (در گیربکس‌های مورب سنکرونایزر استفاده می‌شود).

با توجه به این‌که در گیربکس ارتباط چرخدنده‌ای بین دو محور موازی صورت می‌گیرد، برای افزایش میزان درگیری و کاهش صدا از چرخدنده‌های مارپیچ استفاده می‌شود. ولی در محور دنده عقب با توجه به‌وجود دنده هرزگرد و به علت مشکل جانمایی و درگیری چرخدنده‌های مارپیچ، از چرخدنده‌های صاف استفاده می‌شود به همین علت در دنده عقب درگیری چرخدنده‌ها کمتر بوده و همراه با صدا می‌باشد.

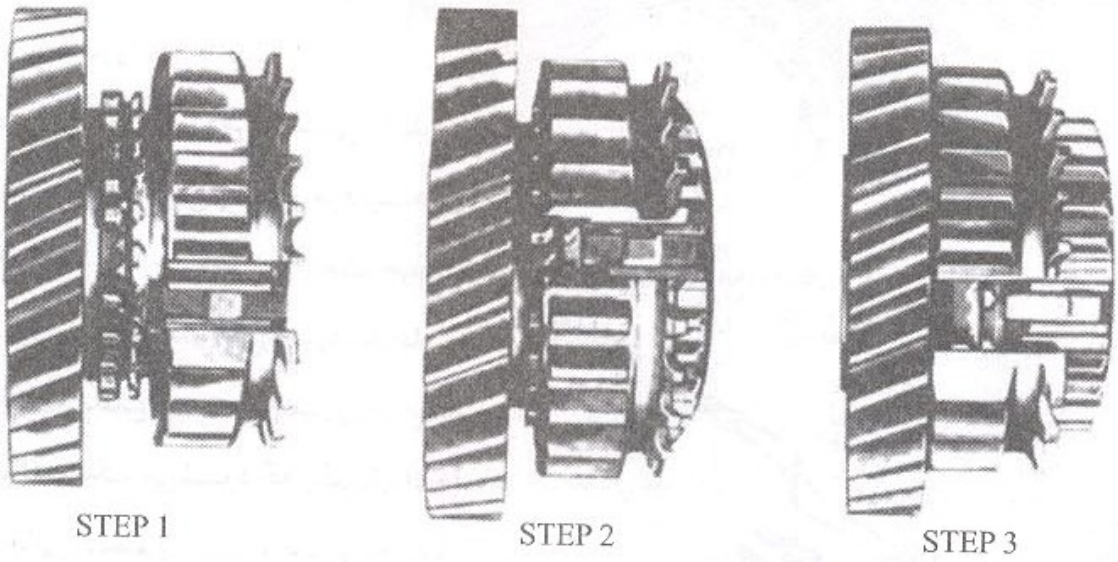
در گیربکس دستی هم دور کردن دنده‌ها توسط سه جز انجام می‌گیرد، دنده سرعت، دنده کشویی و دنده هم دور کننده (برنجی).

– **دنده سرعت:** بازای هر نسبت تبدیلی که در گیربکس تعبیه گردیده است، یک جفت چرخدنده به‌صورت درگیر با هم در نظر گرفته شده است که به آن‌ها دنده‌های سرعت گفته می‌شود. دنده‌های سرعت همواره با زوج خود درگیر بوده و با گردش یکی، دیگری نیز به گردش در می‌آید، یکی از این چرخدنده‌ها روی محور اصلی قرار دارد که می‌تواند آزادانه حرکت کند و دیگری بر روی محور میانی (دنده زیر) قرار گرفته که بر روی محور خود تثبیت شده است.



شکل (۵-۱۵) دنده سرعت گیربکس

- **دنده کشویی:** همچنان‌که اشاره شد یکی از جفت دنده های سرعت، ثابت می‌باشد و دیگری به‌صورت هرز گرد می‌تواند آزادانه حرکت کند. برای تکمیل مسیر انتقال قدرت باید دنده سرعت هرزگرد نیز به‌صورت ثابت در بیاید. تثبیت دنده سرعت هرزگرد بر روی محور اصلی، توسط دنده کشوئی (collar) انجام می‌گیرد. در واقع همچنان‌که در شکل (۵-۱۶) نشان داده شده است، کشوئی قطعه‌ای است که بر روی محور گیربکس قرار گرفته و همراه با آن به گردش در می‌آید. کشوئی برای تثبیت دنده سرعت هرزگرد، در راستای طولی محور اصلی گیربکس حرکت کرده و از کنار با دنده سرعت مورد نظر درگیر می‌شود، بدین ترتیب دنده سرعت تثبیت شده و به‌صورت یکپارچه با محور و دنده کشویی قرار می‌گیرد تا انتقال گشتاور تکمیل شود.



شکل (۵-۱۷) دنده کشویی

- **دنده سنکرونایزر یا هم دور کننده (برنجی):** هنگام تعویض دنده از سبک به سنگین یا بالعکس از سنگین به سبک، سرعت دنده تغییر می کند. بنابراین قبل از درگیری دنده کشویی با دنده سرعت، لازم است که سرعت دورانی دنده سرعت برابر سرعت گردش کشوئی گردد و بعد از آن درگیری کامل رخ دهد تا سر

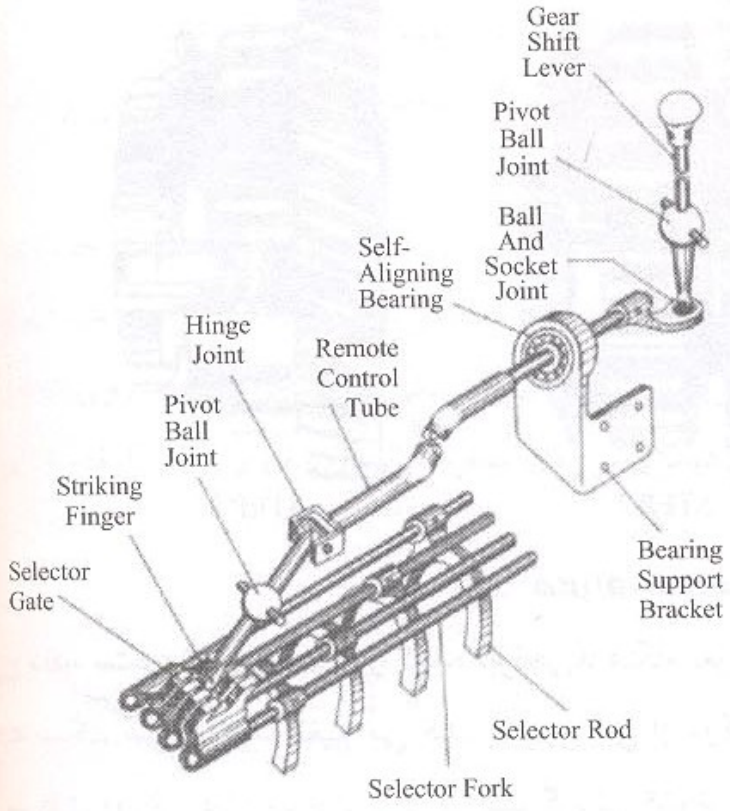
و صدا و احتمال شکست کاهش یابد. به قطعه‌ای که عمل هم دورسازی دنده کشویی با دنده سرعت را به تدریج انجام می‌دهد، دنده برنجی یا سنکرونایزر می‌گویند. سنکرونایزر از جنس برنج ساخته می‌شود تا مقاومت کم در مقابل سائیدگی داشته و به سایر قطعات آسیب نرساند و همچنین دارای قیمت ارزانتری باشد. به همین دلیل به دنده برنجی نیز معروف می‌باشند.

شکل (۵-۱۷) دنده برنجی

۶- اهرم و مکانیزم تعویض دنده: مکانیزم تعویض دنده و ایجاد وضعیت دلخواه در مسیر انتقال قدرت شامل ماهک، میل ماهک نگهدارنده (فنر و ساچمه) و دسته دنده می‌باشد.

ماهک اهرم هلالی شکل است که روی میل ماهک قرار داشته و به وسیله‌ی آن حرکت را خطی می‌کند. با حرکت ماهک، کشویی دنده هم حرکت نموده با دنده مورد نظر درگیر می‌شود. نوع حرکت میل ماهک ممکن است دستی، الکتریکی و یا هیدرولیکی باشد.

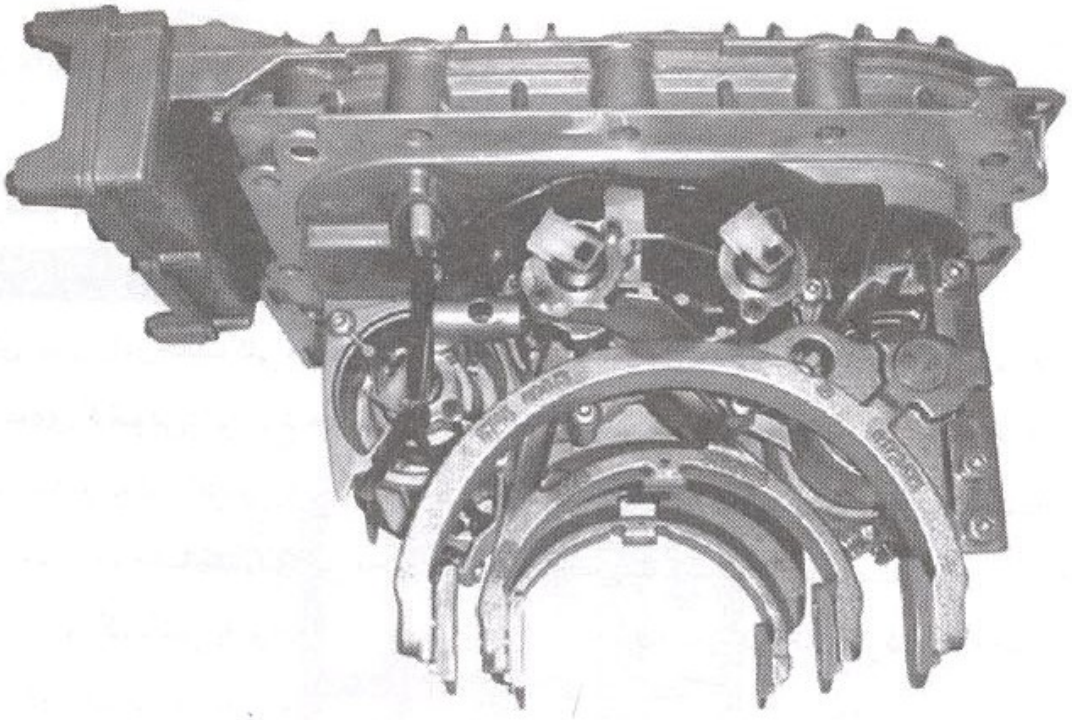
در تعویض دنده به روش دستی راننده با حرکت دسته دنده و تعیین یکی از موقعیت‌های مشخص (دنده ۱ و ۲ و ... عقب) باعث حرکت ماهک و تغییر نسبت دنده می‌شود. به عنوان مثال در یک گیربکس ۵ دنده مانند روآ از سه میل ماهک استفاده می‌شود که یکی از آن‌ها برای جابه‌جائی کشویی دنده یک و دو، میل ماهک دومی برای جابه‌جائی کشوئی دنده سه و چهار و میل ماهک سومی برای جابه‌جائی دنده پنج و عقب به‌کار می‌رود.



شکل (۵-۱۸) تعویض دنده بصورت دستی

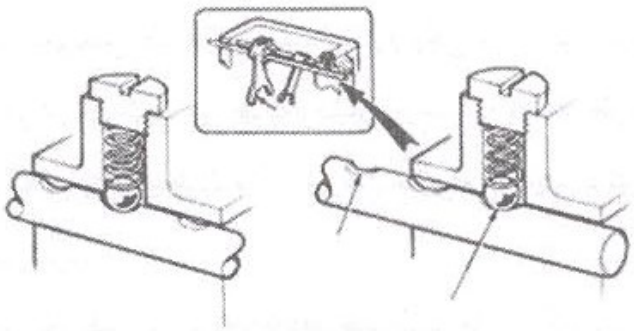
در تعویض دنده به روش هیدرولیکی مکانیکی، میل ماهک به وسیله‌ی نیروی روغن حرکت می‌کند. برای اجرای آن شیر دو طرفه، فشار روغن را به دو طرف پیستون تعویض دنده انتقال می‌دهد و در هر دنده به یک سمت پیستون فشار روغن تأثیر می‌نماید. برای تعیین نوع دنده اهرم تعویض به دو طرف حرکت داده می‌شود.

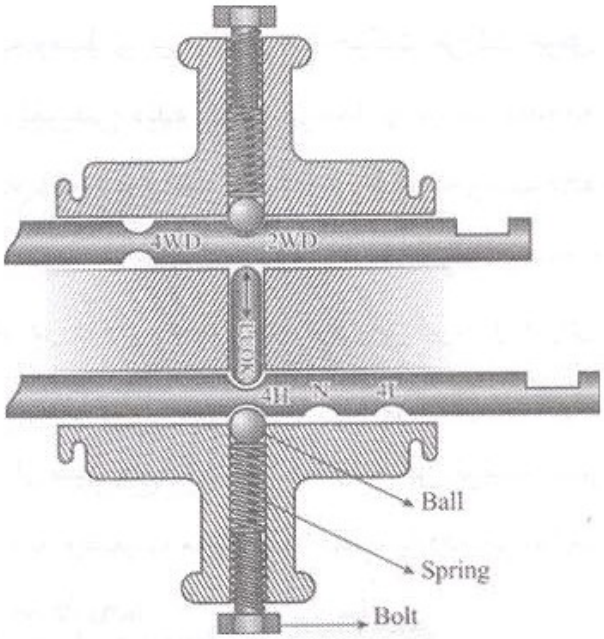
در تعویض دنده به وسیله مغناطیس‌های الکتریکی، مگنت‌ها در داخل جعبه دنده قرار می‌گیرند و دارای هسته‌های آهنی می‌باشند که به ماهک‌ها مربوط می‌شوند. تغییر هر دنده بوسیله یک سوئیچ انجام می‌گیرد. هنگامی‌که سوئیچینگ تعویض دنده انجام می‌شود مدار یکی از سیم پیچ‌ها بسته شده و به این ترتیب سیم پیچ، هسته آهنی را که به ماهک تعویض دنده مربوط می‌باشد، به وضعیت مورد نظر جذب یا دفع می‌نماید.



شکل (۵-۱۹) سیستم تعویض دنده مغناطیسی

اگر میل ماهک‌ها کنترل نشوند، در اثر حرکت نابه‌جای آن‌ها دو دنده به‌طور همزمان با محور اصلی یکپارچه شده، محور خروجی تحت تأثیر دو گشتاور پیچشی متفاوت قرار می‌گیرد که در نهایت باعث قفل شدن جعبه دنده می‌گردد. برای جلوگیری از این حالت، حرکت میل ماهک‌ها را به وسیله‌ی ساچمه و فنر تحت کنترل در می آورند. در روی هر میل ماهک سه شیار حلقوی وجود دارد و در ریل مربوط به آن میل ماهک نیز یک ساچمه و فنر قرار گرفته است. بنابراین هر میل ماهک در سه حالت خلاص، دنده سنگین‌تر و دنده سبک‌تر تثبیت می‌شود.





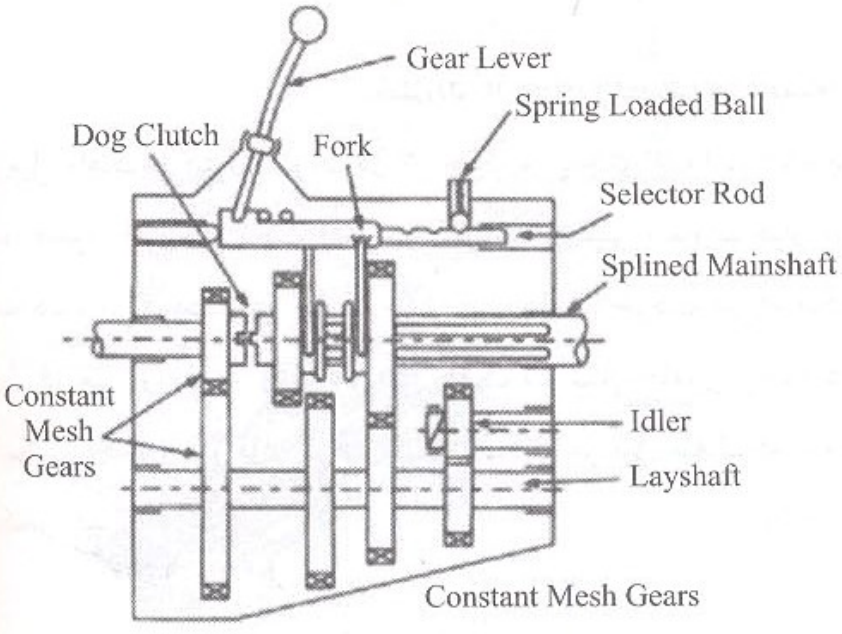
شکل (۵-۲۰) ساچمه و فنر (قفل شدن) ماهک و میل ماهک

جنس ماهک‌ها باید به گونه‌ای باشد که از دنده کشوئی نرم‌تر باشد تا هنگام درگیری با آن به دنده کشویی آسیب نرساند زیرا کشوئی قطعه با ارزش‌تری بوده و تعویض آن نیز سخت‌تر می‌باشد. بنابراین میل ماهک‌ها از جنس آلومینیوم و به روش ریخته‌گیری ساخته می‌شوند.

۵-۵) تقسیم‌بندی جعبه دنده‌های دستی

جعبه دنده‌های دستی را در حالت کلی می‌توان به دو نوع کشویی و مورب (سنکرونیزه، نیمه سنکرونیزه) تقسیم کرد.

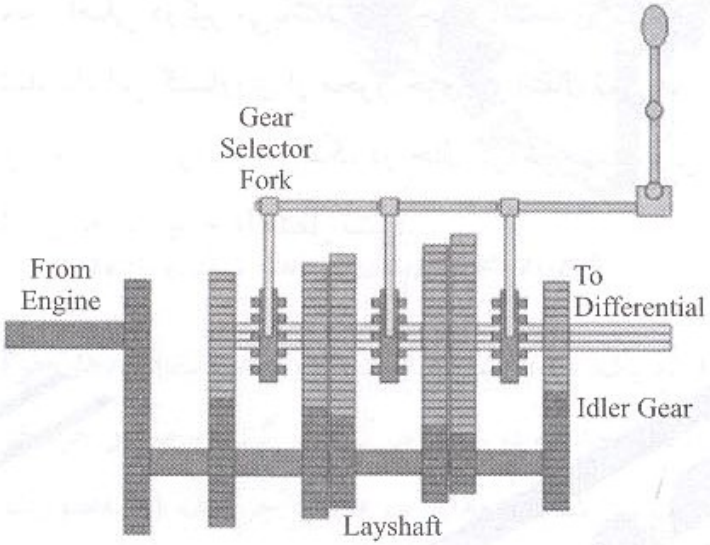
۱- جعبه دنده‌ی کشویی: این نوع جعبه دنده‌ها در خودروهای جدید کاربرد ندارند و همه چرخدنده‌های آن از نوع مستقیم بوده و به‌طور لغزشی با یکدیگر درگیر می‌شوند. محور اصلی این گیربکس در تمـــام طول دارای هزار خار می‌باشد و چرخدنده‌ها روی این محور می‌توانند به‌صورت کشوئی تغییر جهت داده و با دنده‌های زیرین درگیر شوند. در این گیربکس با توجه به این‌که برای درگیری دو دندانه‌ی در حال حرکت لازم است که سرعت خطی دو دندانه یکسان باشد، برای تغییر دنده باید پس از گرفتن کلاچ کمی صبر کنیم تا سرعت چرخدنده‌ها به هم نزدیک شود. این گیربکس‌ها دارای سر و صدای زیادی بوده و به علت نسبت درگیری کم چرخدنده‌های صاف، ظرفیت انتقالی جعبه دنده مطلوب نیست.



شکل (۵-۲۱) جعبه دنده کشویی

۲- جعبه دنده مورب: در این نوع جعبه دنده‌ها به علت استفاده از چرخدنده‌های مارپیچ نسبت درگیری بیشتر بوده و ظرفیت انتقالی گشتاور بالایی دارند. همچنین درگیری دندانه‌ها به صورت تدریجی و آرام بوده در نتیجه بی سر و صدا و با عمر طولانی‌تری کار می‌کنند. در این گیربکس‌ها چرخدنده مارپیچ روی محور خود حرکت طولی نمی‌کند و چرخدنده نسبت به محور خود به صورت هرز می‌باشد و در موقع تعویض دنده، این چرخدنده توسط سیستم هم سرعت کننده (سنکرونایزر) با محور خود یکپارچه می‌شود (تثبیت چرخدنده سرعت).

جعبه دنده‌های مورب به دو حالت کلی نیمه سنکرونیزه و تمام سنکرونیزه ساخته می‌شوند. در حالت نیمه سنکرونیزه دنده‌ی یک و عقب به حالت کشویی یا لغزشی تعویض شده بقیه‌ی دنده‌ها به حالت مورب و سنکرونیزه هستند. در جعبه دنده‌ی تمام سنکرونیزه، همه دنده‌ها به جز دنده عقب سنکرونیزه و از نوع مارپیچ می‌باشند و فقط دنده‌ی عقب از نوع مستقیم و کشویی می‌باشد. امروزه گیربکس‌های دستی استفاده شده در خودرو از نوع سنکرونیزه می‌باشند و در ادامه این فصل به این نوع گیربکس می‌پردازیم.



شکل (۵-۲۲) گیربکس سنکرونیزه

۵-۶) اساس عملکرد گیربکس دستی سنکرونیزه

به‌طور کلی هنگام تعویض دنده دستی از طریق اهرم حرکت دنده‌ها (دسته دنده)، وقتی راننده اهرم حرکت دنده را به یکی از موقعیت‌های مشخص (دنده ۱، ۲ ...۵ یا عقب) می‌برد، سر دیگر این اهرم که به صورت لغزنده روی ریل ماهک می‌باشد باعث حرکت میل ماهک و ماهک مربوط به آن دنده می‌شود. ماهک نیز دنده کشویی را به سمت دنده سرعت هرزگرد موردنظر روی محور خروجی حرکت می‌دهد. ولی قبل از درگیری کشویی با دنده سرعت، دنده برنجی(سنکرونیزه)، دنده سرعت را با محور خروجی هم دور کرده و سپس دنده کشویی به دنده سرعت متصل شده و به صورت یکپارچه می‌گردند.

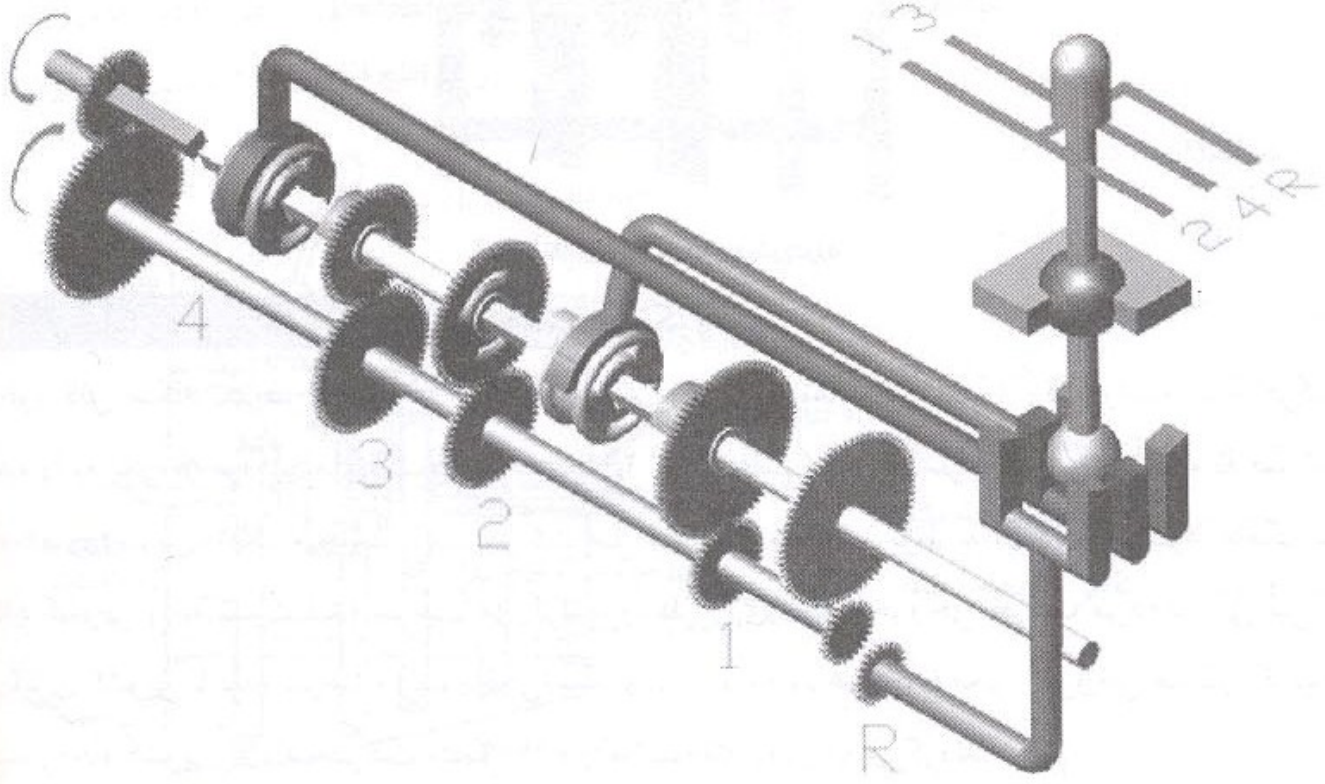
به ازای هر نسبت تبدیلی که در گیربکس وجود دارد، لازم است که یک جفت چرخدنده سرعت درگیر با

هم وجود داشته باشد. یکی از این جفت دنده‌ها بر روی محور واسطه به صورت ثابت نصب می‌گردد و زوج آن به صورت هرزگرد بر روی محور خروجی گیربکس قرار می‌گیرد. هنگامی‌که گشتاور تولیدی از موتور از طریق کلاچ به محور ورودی انتقال می‌یابد، محور ورودی باعث گردش محور واسطه شده و جفت دنده‌های سرعت موردنظر نیز به‌همراه آن می‌چرخند.

همچنان که گفته شد بعد از تعویض دنده لازم است از مکانیزم قفل کننده استفاده شود تا هم دنده انتخاب شده از حالت درگیری خارج نگردد و هم این‌که سایر میل ماهک‌ها قفل شده و از درگیری همزمان دو دنده جلوگیری شود.

۵-۷) حالت‌های مختلف دنده در گیربکس سنکرونیزه

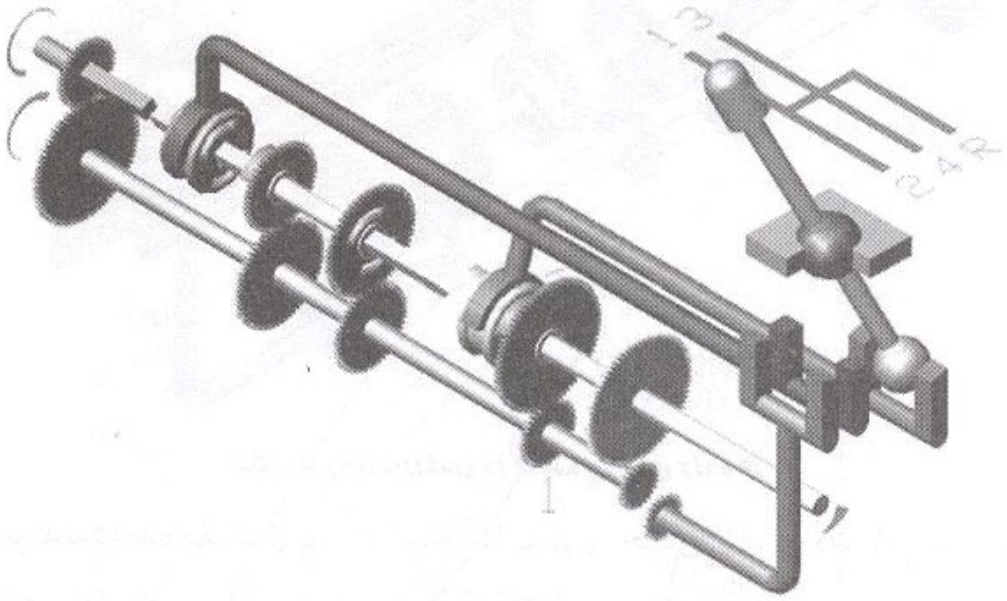
۱- حالت خلاص: در این حالت هیچ یک از میل ماهک‌ها از جای خود حرکت نکرده‌اند و هیچ کدام از دنده کشوئی‌ها با دنده سرعت مربوط به خود درگیر نمی‌شوند. بنابراین گشتاور محور ورودی به وسیله دنده سر محور ورودی با محور واسطه (دنده زیرین) درگیر شده و آن را می‌چرخاند. همچنین تمام دنده‌های محور زیرین با دنده‌های روی محور اصلی درگیر می‌باشند ولی چون دنده‌های سرعت در جای خود ثابت نبوده و به‌صورت هرزگرد می‌باشند بنابراین گشتاوری از محور خروجی انتقال نمی‌یابد. کاربرد این وضعیت برای هنگامی است که موتور خودرو روشن بوده و میل‌لنگ در حال گردش است. ولی می‌خواهیم که خودرو در حالت توقف بماند و گشتاوری به سر چرخ‌ها منتقل نشود.



شکل (۵-۲۳) گیربکس در حالت خلاص

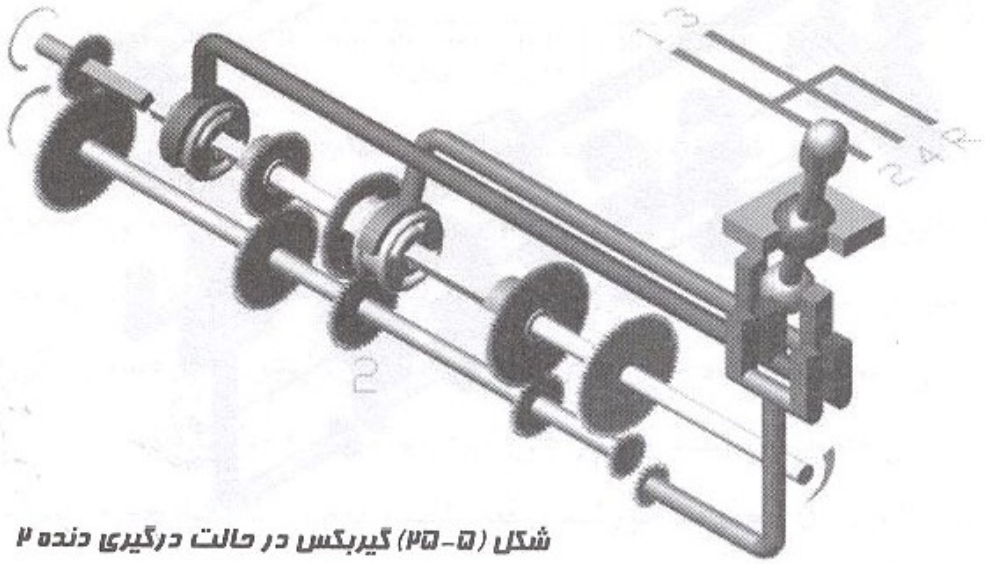
۲- دنده‌های سنگین (قدرت): در این دنده‌ها با کاهش سرعت محور خروجی، گشتاور افزایش می‌یابد. این دنده‌ها هنگام شروع حرکت خودرو، شتاب‌گیری، حرکت در سربالایی و به طور کلی در حالاتی که نیاز به سرعت پایین یا توان بالا باشد، استفاده می‌شوند: دنده یک، دو و سه

دنده یک: در این حالت دنده کشویی (یک و دو) بوسیله ماهک به سمت دنده یک حرکت کرده و هزارخار کشوئی با دنده یک درگیر می‌شود. این دنده، سرعت گردشی بسیار پایینی دارد و پرقدرت‌ترین و سنگین‌ترین دنده می‌باشد.



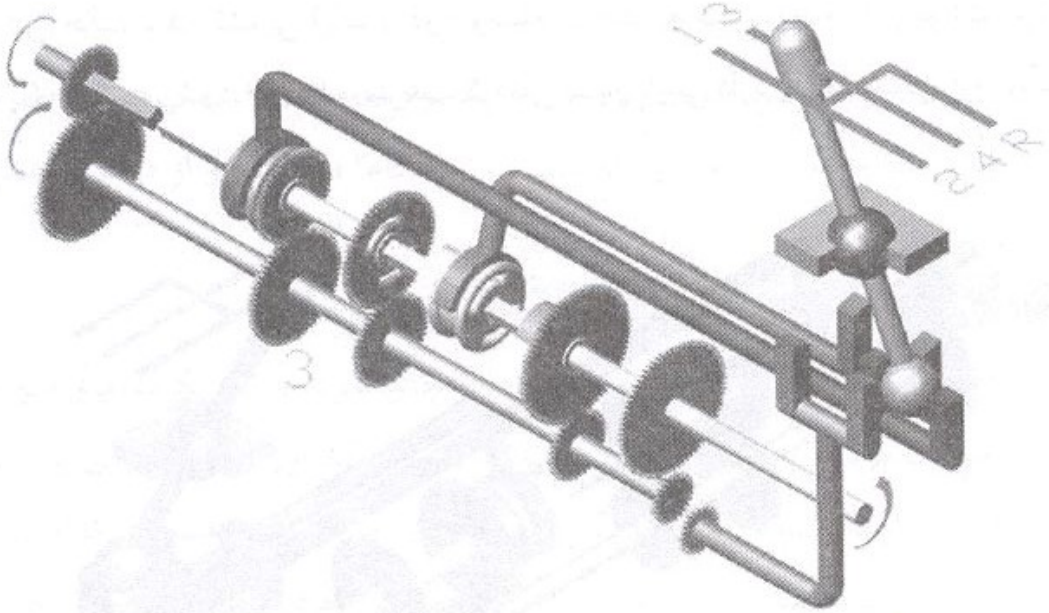
شکل (۵-۲۴) گیربکس در حالت درگیری دنده ۱

دنده دو: بعد از خلاصی دنده یک، دنده کشویی (یک و دو) به‌سمت دنده دو حرکت کرده و با درگیری هزار خار کشویی با شانه دنده دو، چرخدنده دو ثابت می‌گردد و گشتاور محور خروجی از گیربکس به دیفرانسیل خارج می‌گردد. در این حالت نیز کلیه دنده‌های سرعت به جز دنده دو به‌صورت هرزگرد می‌چرخند.



شکل (۵-۲۵) گیربکس در حالت درگیری دنده ۲

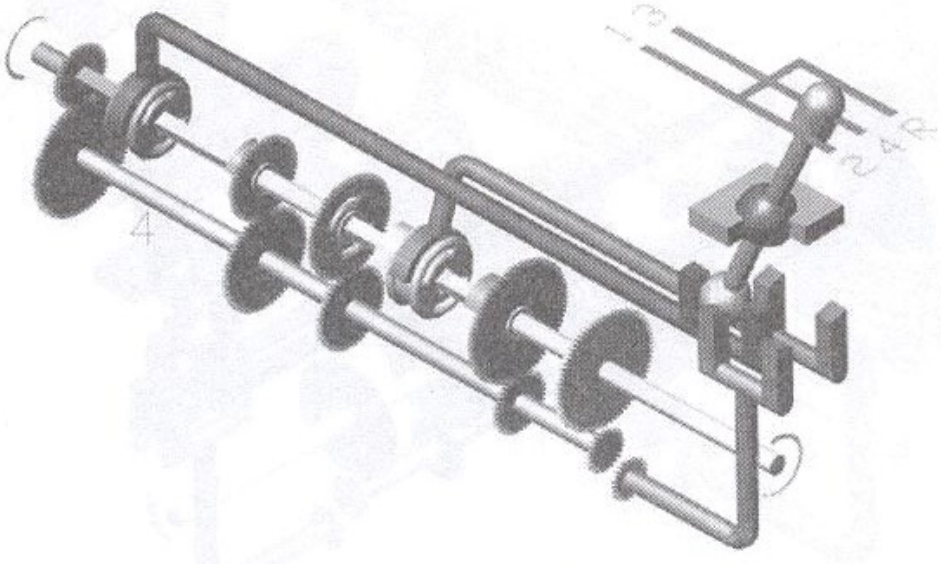
دنده سه: پس از خلاص کردن دنده دو، بوسیله ماهک، دنده کشویی (سه و چهار) به سمت دنده سه حرکت کرده و آن را با استفاده از هزارخار در جای خود تثبیت می‌کند. در این حالت نیز کلیه دنده‌ها به جز دنده سه باید به‌صورت هرزگرد بچرخند.



شکل (۵-۲۷) گیربکس در حالت درگیری دنده ۳

۳- دنده‌های سرعت (دنده سبک): پس از اتمام شتاب‌گیری خودرو و برای دستیابی به سرعت‌های بالاتر، نیازی به توان (گشتاور) بالا نیست و تنها باید سرعت گردشی بالا باشد. در این حالت از دنده‌ای استفاده می‌شود که سرعت خروجی موتور را نکاهد مثل دنده چهار.

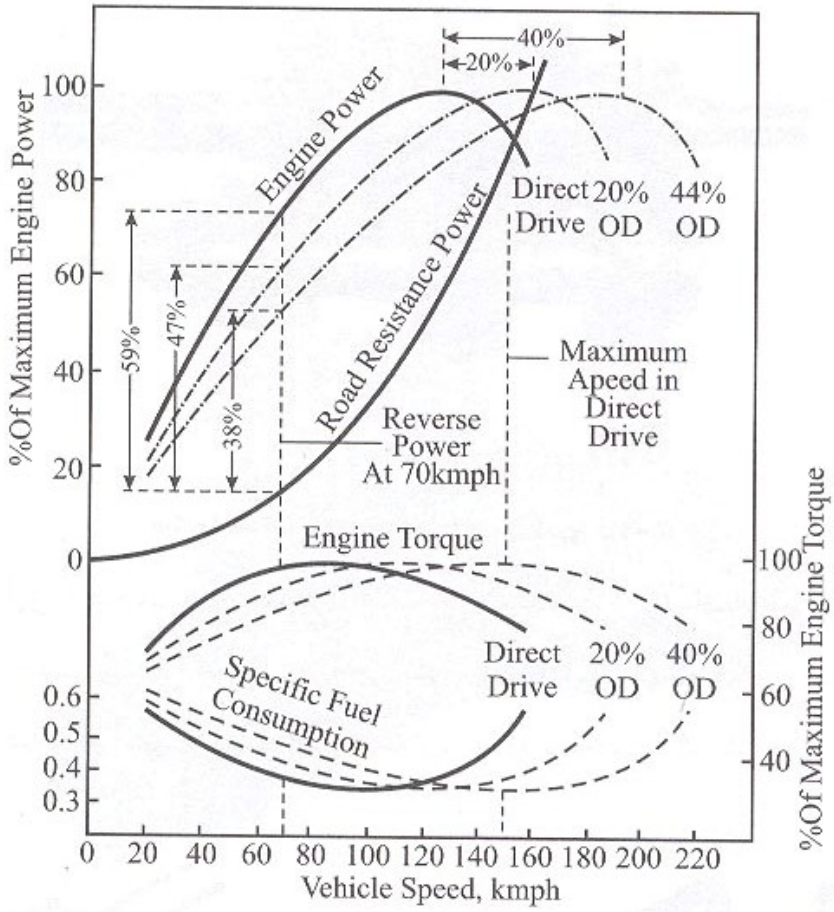
دنده چهار: بعد از خلاص کردن از دنده سه و حرکت دادن کشویی سه و چهار به وسیله ماهک به سمت دنده چهار و درگیری هزارخار کشویی و تثبیت دنده چهار، محور خروجی با دور بالا و گشتاور پایین می‌چرخد.



شکل (۵-۲۷) گیربکس در حالت درگیری دنده ۴

۴- حالت دنده اوردرایو (بیش سرعت): گیربکس فوق سرعت یا اوردرایو وسیله‌ای است که به انتهای گیربکس متصل می‌شود و قادر است با ثابت نگه‌داشتن سرعت اتومبیل، دور موتور را تا حدود ۳۰ درصد کاهش دهد. در این حالت با کاهش گشتاور، سرعت گردش محور خروجی گیربکس افزایش می‌یابد و حتی می‌تواند از سرعت گردش محور ورودی نیز بالاتر رود و در دنده اوردرایو که معمولاً آخرین دنده می‌باشد، نسبت دنده کمتر از یک و حدود ۰/۷ می‌تواند باشد.

یکی از مزایای مهم اوردرایو در آن است که با استفاده از آن می‌توان با ثابت نگه‌داشتن سرعت اتومبیل، دوران موتور را تا حدود ۳۰ درصد کاهش داد، طبعاً کاهش دور موتور مصرف بنزین را کاهش داده و میزان سائیدگی و خوردگی در موتور را کاهش می‌دهد.



شکل (۵-۲۸) اثرات اوردرایو بر عملکرد موتور

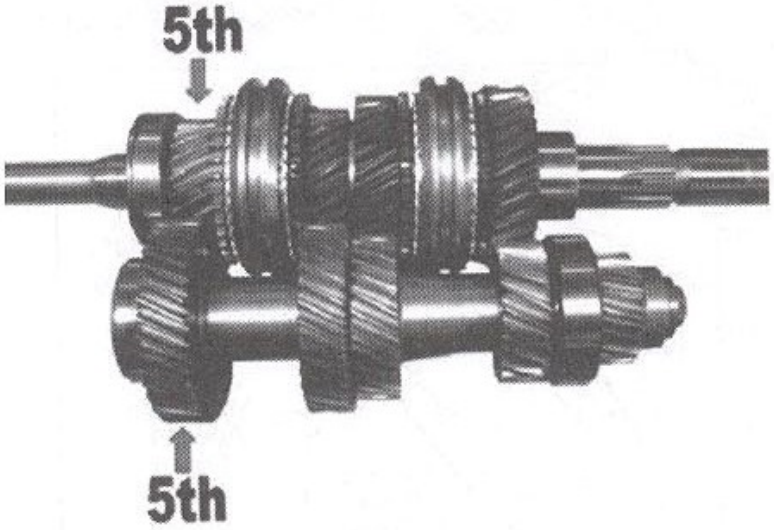
برای فراهم کردن چنین شرایطی و اضافه کردن اوردرایو به جعبه دنده‌های معمولی، معمولاً از ترکیب‌های چرخدنده‌ای خورشیدی استفاده می‌شود. اوردرایو شامل: محور خروجی گیربکس، مجموعه خروجی اوردرایو، کلاچ غلتکی، مجموعه دنده خورشیدی (حامل سیاره‌ای، پینیون‌ها و دنده رینگی) می‌باشد که به محور خروجی گیربکس متصل می‌باشند. به‌طور کلی اوردرایو سه نوع حالت دارد:

۱- وضعیت قفل شده که در آن مجموعه خورشیدی قفل شده و به‌صورت یکپارچه حرکت می‌کند و تغییری در گشتاور حاصل نمی‌کند.

۲- وضعیت مستقیم یا حرکت آزاد که در آن مجموعه خورشیدی آزاد می‌باشد و اتومبیل در وضعیت خلاص حرکت می‌کند.

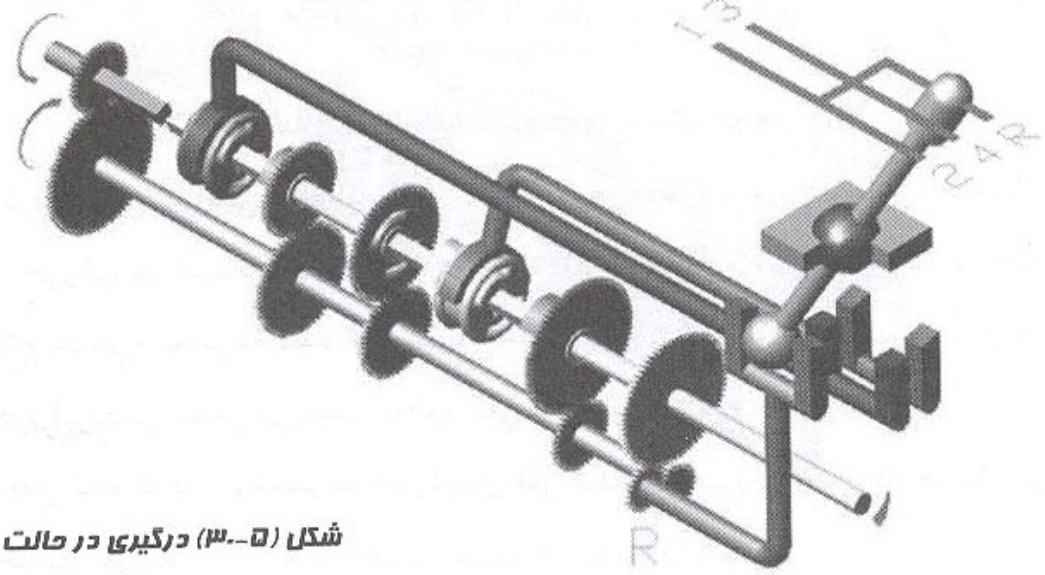
۳- وضعیت اوردرایو که در این حالت، مجموعه خورشیدی بگونه‌ای قرار می‌گیرد که نسبت تبدیل گشتاور کمتر از واحد حاصل شده و دور محور خروجی بیشتر از محور ورودی باشد.

دنده پنج: در این حالت که سبکترین دنده می‌باشد دنده‌های سرعت ٤و۳و۲و۱ بصورت هرزگرد می‌گردند و کشوئی مربوط به دنده ۵ از طریق ماهک مربوطه، دنده سرعت ۵ را ثابت کرده و بدین طریق محور خروجی با دور بالاتری نسبت به محور ورودی می‌چرخد.



شکل (۵-۲۹) گیربکس در حالت درگیری دنده ۵

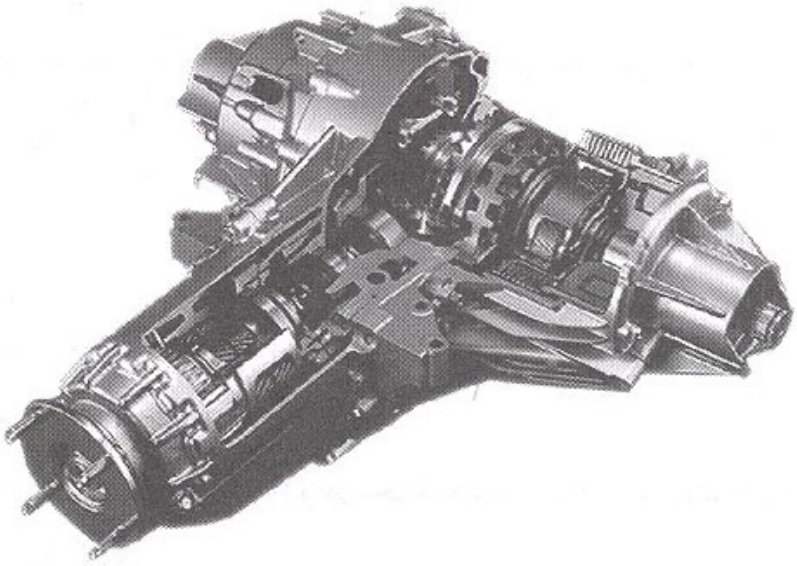
۵- دنده عقب: در این وضعیت با استفاده از یک چرخدنده هرزگرد اضافی در مسیر انتقال قدرت، گیربکس باعث تغییر جهت گردش محور خروجی شده و بنابراین جهت گردش محور خروجی عکس محور ورودی می‌شود. در وضعیت دنده عقب، علاوه بر تغییر جهت گردش، مقدار گشتاور و قدرت نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۵-۳۰) درگیری در حالت دنده عقب

۵-۸) جعبه دنده کمکی

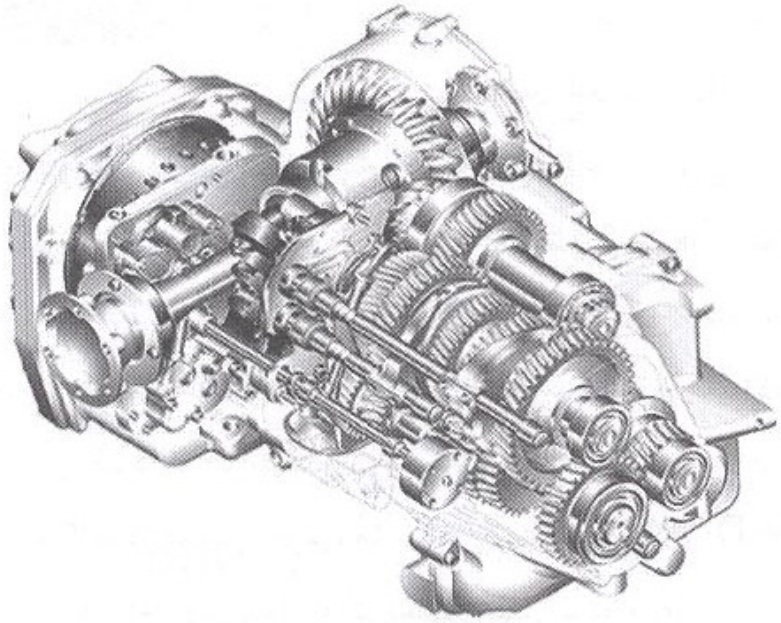
همچنان که گفته شد در دنده سنگین بیشترین نیروی کششی به چرخ‌ها می‌رسد ولی در بعضی مواقع مانند صعود از شیب‌های تیز یا در حالت لغزش شدید (یخبندان) و یا در خودروهای سنگین، دنده یک جوابگو نبوده و نیاز به نیروی کششی و گشتاور بیشتری در چرخ‌ها می‌باشیم، بنابراین نسبت دنده گیربکس باید افزایش یابد، برای انجام این کار در بعضی از خودروها از جعبه دنده کمکی استفاده می‌شود. این خودروها را در حالت کلی چهار چرخ محرک (4wheel drive,4WD) می‌گویند. جعبه دنده کمکی می‌تواند قبل و بعد از گیربکس اصلی قرار بگیرد که بتواند قدرت را بین محورها تقسیم کند. در این حالت هر یک از محورها، یک دیفرانسیل جداگانه دارد. این خودروها به دو دسته AWD و 4WD تقسیم می‌شوند: در حالت AWD همواره ارتباط هر دو دیفرانسیل با گیربکس برقرار بوده و هر چهار چرخ محرک می‌باشند. ولی در حالت 4WD، جعبه دنده کمکی می‌تواند در شرایط عادی که به نیروی کششی زیادی نیاز نمی‌باشد، مسیر انتقال قدرت یکی از محورها (معمولاً محور جلو) را قطع نموده و فقط یک محور به صورت محرک باشد ولی در شرایطی که نیاز به نیروی کششی بیشتری باشد، ارتباط هر دو محور با گیربکس برقرار می‌شود.



شکل (۵-۳۱) جعبه دنده کمکی 4WD و AWD

۵-۹) ترانس اکسل

ترانس اکسل یک گیربکس ترکیب شده با دیفرانسیل در یک واحد است. ترانس اکسل‌ها به‌طور رایج در خودروهای موتور جلو، محور محرک جلو (FF) استفاده می‌شوند، که گیربکس و دیفرانسیل به صورت یکپارچه در جلو خودرو و در داخل پوسته ترانس اکسل قرار می‌گیرند. در این حالت نیازی به محور واسطه گیربکس و دیفرانسیل (میل گاردان) نمی‌باشد. وجود ترانس اکسل باعث کم شدن حجم و وزن سیستم انتقال قدرت و حذف قطعات اضافی می‌گردد ولی جانمایی آن سخت می‌باشد.



شکل (۵-۳۲) ترانس اکسل

۵-۱۰) تعیین نسبت دنده در گیربکس

(الف) تعیین دنده سبک: در نسبت دنده سبک که سرعت بالا و گشتاور خروجی کم می‌باشد، برای رسیدن به حداکثر سرعت استفاده می‌شود. در این حالت برای رسیدن به سرعت بالا بعد از یک حد سرعت، دور موتور قادر به تأمین شرایط نبوده و موتور محدودیت ایجاد می‌کند ولی چون نیروی چرخ‌ها کم می‌باشد تایر مشکلی در تحمل نیروها ندارد. روابط بین دور موتور و سرعت خودرو را به صورت سینماتیکی زیر می‌توان نوشت:

$$V = \frac{\omega_e}{n_h} R \qquad (۵-۱)$$

که در رابطه بالا ω_e دور موتور، R شعاع چرخ، n_h نسبت تبدیل سبک و V سرعت طولی خودرو می‌باشند.

در حالت دنده سبک با استفاده از رابطه (۵-۱) و در اختیار داشتن ω_e و یا یافتن آن از منحنی موتور می‌توان نسبت دنده سبک را بدست آورد.

ب) تعیین نسبت دنده سنگین: در این نسبت دنده که سرعت پایین و گشتاور (نیروی کششی) بالا می‌باشد برای شتاب‌گیری، شیب پیمایی و شروع حرکت استفاده می‌شود.

همچنان‌که در فصل اول اشاره شد در این حالت به‌علت نیروی رانشی بالا بر روی تایر، احتمال بکسواد کردن تایر بوده و این تایر است که محدودیت تحمل نیرویی را ایجاد می‌کند و از نظر منحنی توان و دور موتور محدودیتی ایجاد نمی‌شود. برای نیروی رانشی ماکزیمم تایر رابطه زیر را داریم:

$$F_{T\max} = \mu W_{Axle} \qquad (۵-۲)$$

و از رابطه (۵-۱) نیز داریم:

$$v=\frac{\omega_e}{n_h}R \rightarrow n_L=\frac{\omega_e}{v}R \qquad (۵-۳)$$

و همچنین از رابطه نیرو و توان می‌توان نوشت:

$$P=F_T.V \rightarrow V=\frac{P}{F_T} \qquad (۵-۴)$$

آن‌گاه با ترکیب روابط (۵-۲) و (۵-۳) و (۵-۴) برای نسبت تبدیل در حالت دنده سنگین رابطه زیر را بدست می‌آوریم:

(۵-۵)

که در روابط بالا μ ضریب اصطکاک جاده، W_{Axle} وزن اکسل محرک خودرو، ω_e دور موتور، P توان موتور، R شعاع چرخ، F_T نیروی رانشی و n_L نسبت تبدیل دنده سنگین می‌باشد.

در این رابطه نیز توان (P) و دور موتور (ω_e) را با توجه به شرایط کاری موتور از منحنی مشخصه موتور بدست می‌آوریم.

ج) تعیین نسبت دنده‌های میانی: در مراحل قبل نسبت دنده‌های اول و آخر (n_L, n_h) را تعیین کردیم و در این مرحله نسبت دنده‌های بین این دو را از دو روش مشخص می‌کنیم:

۱- تقسیم یکنواخت: در این روش فاصله بین دنده‌های اول و آخر را به طور مساوی با توجه به تعداد دنده‌های میانی موجود تقسیم می‌کنیم. اگر N تا دنده داشته باشیم از فرمول زیر برای بدست آوردن نسبت دنده i ام (اول، دوم ...) استفاده می‌کنیم:

$$n_i=n_h+\frac{n_L-n_h}{N-1}(N-i) \qquad (۵-۶)$$

به‌عنوان مثال برای گیربکس ۵ دنده داریم:

$i=1 \rightarrow n_1=n_L$ (n_L همان دنده سنگین است که از قبل تعیین شده است)

$$i=2 \rightarrow n_2=\frac{1}{4}n_h+\frac{3}{4}n_L$$

$$i=3 \rightarrow n_3=\frac{1}{2}n_n+\frac{1}{2}n_L$$

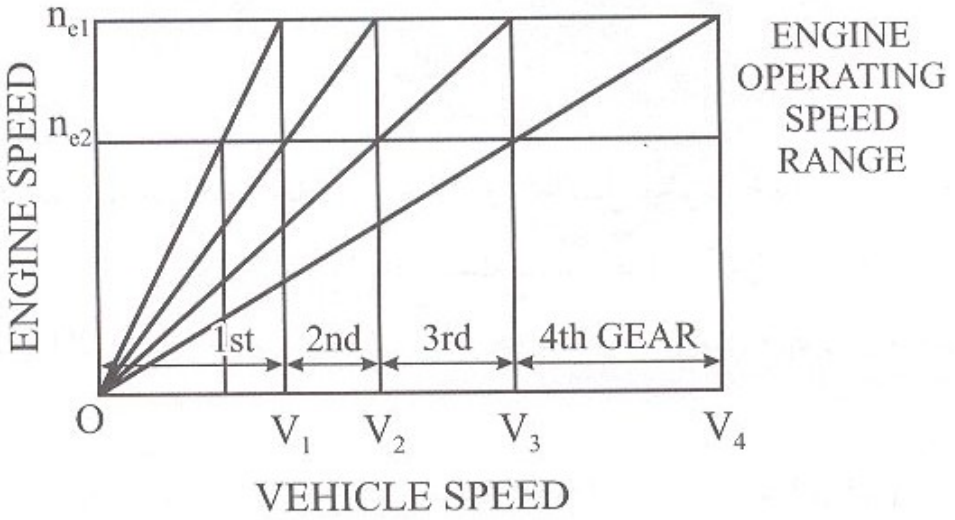
$$i=4 \rightarrow n_4=\frac{3}{4}n_h+\frac{1}{4}n_L$$

$i-5 \rightarrow n_5=n_h$ (n_h همان دنده سبک است که از قبل تعیین شده است.)

در این روش به‌خاطر اینکه تعویض دنده مستقل از دور موتور در نظرگرفته شده‌است نتایج و نسبت دنده‌های بدست آمده چندان معتبر نیستند و به خاطر همین از روش دوم (تصاعد هندسی) استفاده می‌شود.

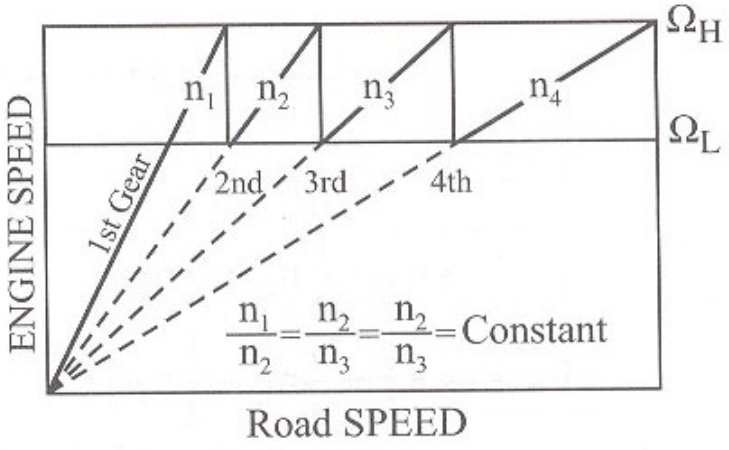
۲- روش تصاعد هندسی: در این روش ارتباط بین دور موتور و سرعت خودرو از طریق نسبت دنده در نظر گرفته می‌شود و دورهای تعویض دنده و مکانیزم عملکردی کلاچ نیز در تعیین نسبت دنده اعمال می‌گردد. با استفاده از رابطه (۵-۱) می‌توان ارتباط بین دو موتور و سرعت خودرو را به‌صورت زیر نوشت:

$$\omega_e = \frac{nv}{R} \rightarrow \omega_e = KV \qquad (۵-۷)$$



(۵-۳۳) ارتباط سیستماتیکی سرعت طولی خودرو با دور موتور

در این روش برای ساده‌کردن حل مسئله فرض می‌کنیم که تعویض همه دنده‌ها در یک دور خاص و ثابتی Ω_H دور بالا و Ω_L دور پایین انجام می‌پذیرد. در واقع وقتی پدال گاز فشرده می‌شود هنگامی‌که دور موتور به یک دور مشخص(Ω_h) می‌رسد کلاچ گرفته شده و در این حین دور موتور تا تعویض دنده به یک دور مشخص دیگر Ω_L افت می‌کند. باید توجه داشت که تعیین این دورهای تعویض به نحوه رانندگی بستگی دارد.



شکل (۵-۳۴) تعویض دنده

با توجه به شکل بالا برای هر دنده (نقاط ۱ و ۲ و ...) می‌توان رابطه (۵-۱) را به‌کار برده و روابط زیر را داشته باشیم:

در نقطه ۱:

$$\begin{cases} \Omega_H = \dfrac{n_1 v_1}{R} \\ \Omega_L = \dfrac{n_2 v_1}{R} \end{cases} \rightarrow \frac{n_2}{n_1} = \frac{\Omega_L}{\Omega_H} \quad (۵-۸)$$

در نقطه ۲:

$$\begin{cases} \Omega_H = \dfrac{n_2 v_2}{R} \\ \Omega_L = \dfrac{n_4 v_2}{R} \end{cases} \rightarrow \frac{n_3}{n_2} = \frac{\Omega_L}{\Omega_H} \quad (۵-۹)$$

و اگر همین‌طور برای سایر نقاط ادامه دهیم در حالت کلی می‌توانیم رابطه زیر را داشته باشیم:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{N_3}{N_2} = \frac{N_4}{N_3} = \ldots\ldots = \frac{\Omega_L}{\Omega_H} = k_g \quad (۱۰-۵)$$

با توجه به این‌که N تا دنده داریم پس $N-1$ تا نسبت بدست می‌آید که اگر آن‌ها را در هم ضرب کنیم می‌توان k_g را که نسبت دنده می‌باشد بر اساس دنده اول و آخر (n_h, n_L) بدست آورد:

$$\frac{n_2}{n_1} \times \frac{n_3}{n_2} \times \frac{n_4}{n_3}, \ldots\ldots = k_g{}^{N-1} \rightarrow k_g = \sqrt[N-1]{\frac{n_h}{n_L}} \quad (۱۱-۵)$$

بدین ترتیب با بدست آوردن k_g می‌توان نسبت دنده‌های میانی را از رابطه زیر بدست آوریم:

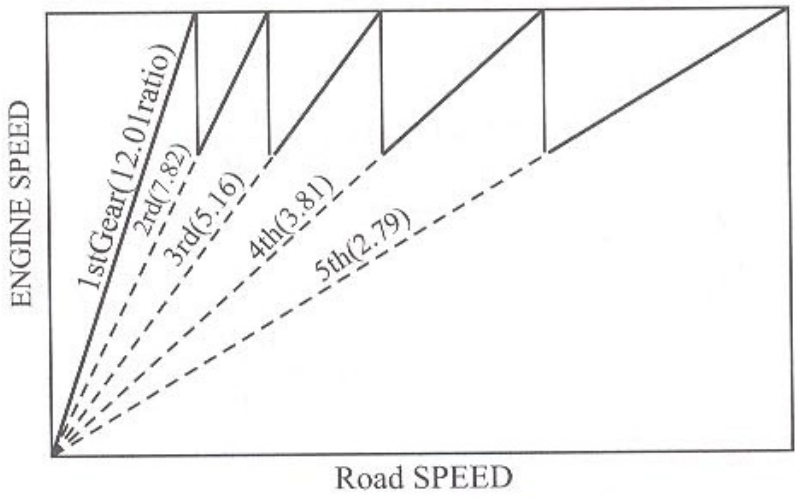
$$n_i = kgn \; n_{i-1} \quad (۱۲-۵)$$

در روابط بالا Ω_H و Ω_L (دورهای بالا و پایین تعویض دنده) مشخص و ثابت در نظر گرفته شده‌اند ولی اگر این دورها برای دنده‌های مختلف، متفاوت باشند، فرمول بالا دقت کامل را نخواهد داشت.

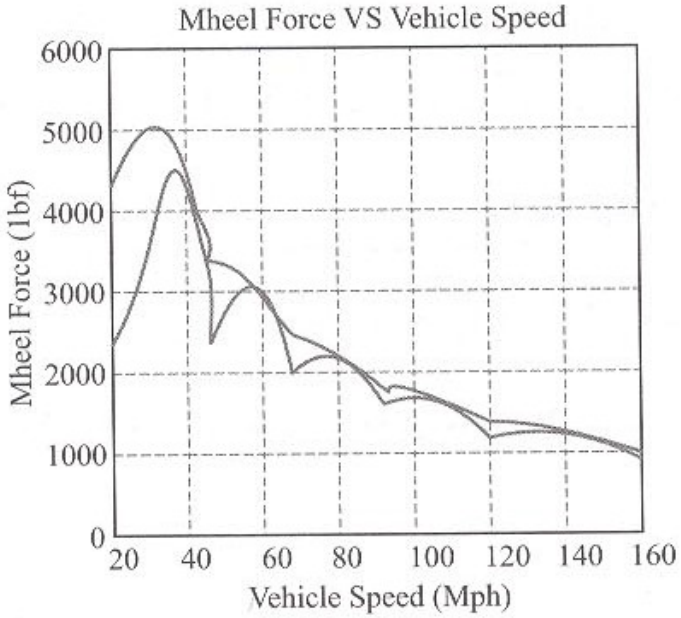
مثال (۵-۱) برای نمودار تعویض دنده نشان داده شده در شکل زیر نسبت تبدیل میانگین را محاسبه کنید.

$$K_{g1} = \frac{n_3}{n_1} = 0.65 \, , K_{g2} = \frac{n_3}{n_2} = 0.66 \, , K_{g3} = \frac{n_4}{n_3} = 0.74 \, , K_{g4} = \frac{n_5}{n_4} = 0.73$$

$$K_{g-avg} = 0.695 \quad , \quad K_g = \sqrt[4]{\frac{2.79}{12.01}} = 0.694$$



در حالت واقعی با توجه به این‌که در دورها و سرعت‌های بالاتر، مقاومت در مقابل خودرو بیش‌تر است پس هنگام تعویض دنده سرعت بیشتر از سرعت مدنظر افت می‌کند و تعویض دنده در دورهای پایین‌تر انجام می‌شود. به همین خاطر در حالت واقعی‌تر Ω_L و Ω_H به‌صورت یک منحنی تغییر کرده و دیگر ثابت نیستند.



شکل (۵-۳۵) منحنی واقعی تعویض دنده

در جدول زیر نسبت‌های تبدیل برای گیربکس چند خودرو ارائه شده است:

جدول (۵-۱) نسبت دنده چند نوع خودرو سواری

خودرو	نسبت دنده های گیربکس				
	۱	۲	۳	۴	۵
BMW320i	4/23	2/52	1/66	1/22	1
پژو ۴۰۵	3/42	1/82	1/25	0/97	0/77
تویوتا کرولا	3/55	1/9	1/3	0/97	0/77
تویوتا کمری	3/54	2/04	1/32	1/03	0/82
ریو	3/42	1/9	1/3	0/97	0/78
روآ	3/35	2/14	1/39	1	0/80

۵-۱۱) معایب عمده گیربکس

۱- کلیه دنده‌ها به جز دنده چهار صدا می‌دهد:

- سائیدگی و کچلی دو طرف میل دنده زیر محل قرار گرفتن ساچمه‌ها (یاتاقان)
- سائیدگی و کچلی ساچمه‌ها و یا بلبرینگ دنده زیر

۲- تنها یکی از دنده‌ها هنگام حرکت صدا می‌دهد:

- سائیدگی و معیوب شدن بوش همان دنده
- تیز کردن و سائیدگی همان دنده

۳- هنگام حرکت دو دنده از یک ماهک بیرون می‌زند.

- معیوب بودن یا شکستن فنر و ساچمه ماهک مربوطه
- خلاصی و سائیدگی بیش از حد میل ماهک و ماهک

۴- کلیه دنده‌ها بیرون می‌زند:

- خلاصی افقی بیش از حد مجاز دنده‌ها
- ساییدگی دنده‌های کناری دنده برنجی و یا دنده سرعت
- سائیدگی بیش از حد واشر مسی دو طرف دنده زیر
- سائیدگی دنده‌های هزارخاری کشویی

۵- هنگام حرکت و رها کردن کلاچ گیربکس صدا می‌دهد:

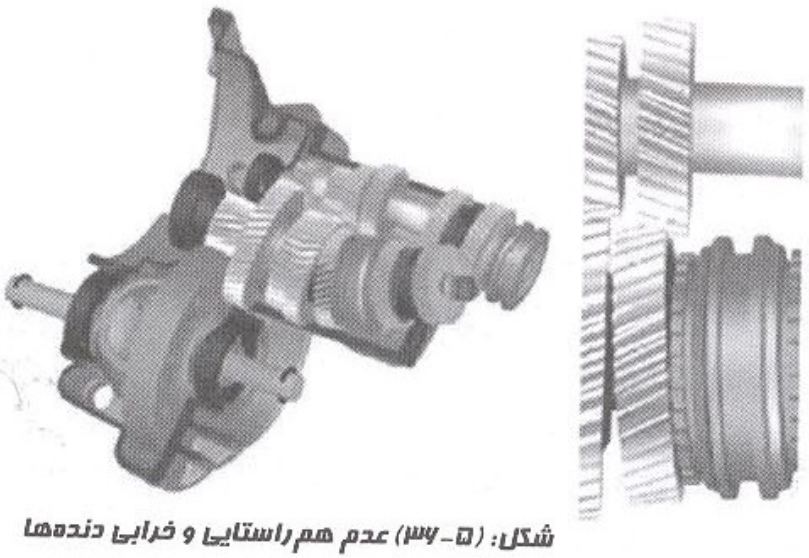
- معیوب بودن بلبرینگ یا بوش سر میل‌لنگ
- شکستگی چرخرنده‌ها
- کم بودن روغن گیربکس
- هم راستا نبودن محور گیربکس و کلاچ

۶- تعویض دنده‌ها به سختی و با صدا انجام می‌شود:

- معیوب بودن سیستم کلاچ یا ساییدگی صفحه کلاچ
- سائیدگی و فرسوده شدن دنده برنجی یا دنده کشویی

۷- نشستی روغن:

- روغن‌ریزی گیربکس می‌تواند به



شکل: (۵-۳۷) عدم هم‌راستایی و خرابی دنده‌ها

علت گرفتگی هواکش گیربکس یا آب‌بندی نبودن واشرهای آب‌بندی و کاسه نمدها باشد.

- همچنین علت روغن‌ریزی از کاسه نمد گلدانی عقب گیربکس می‌تواند معیوب بودن کاسه نمد شفت ورودی و یا زیاد بودن واسکازین گیربکس می‌باشد.

۸- گیربکس نمی‌تواند قدرت موتور را به خوبی به چرخ‌ها منتقل کند:

- وجود لقی یا شکستگی در میل ماهک
- شکستگی یکی از شفت‌های ورودی یا خروجی
- خرابی (کچل شدن) دندانه‌های چرخدنده
- خرابی و یا شکستگی کشویی و دنده برنجی
- کمبود روغن گیربکس

نکته حائز اهمیت در مورد روغن گیربکس این می‌باشد که در هر خودرو اصولاً باید از روغن گیربکس توصیه شده توسط شرکت سازنده استفاده کرده و بر اساس شرایط کاری مختلف نفتی امریکا (American Petroleum Institute,API) روغن‌های چرخدنده وگیربکس را به ٦ نوع (GL1, GL2,...., GL6) تقسیم می‌کند که با افزایش شماره، روغن برای کاربردهای سنگین‌تر و شرایط کاری سخت‌تر به کار می‌رود.

فصل ششم:

گیربکس اتوماتیک

۶-۱) تاریخچه گیربکس اتوماتیک

بیش از یکصدسال پیش مجموعه دنده‌های سیاره‌ای در گیربکس خودرو به کار گرفته شد. در سال ۱۹۳۸ کرایسلر، کلاچ هیدرولیکی را تولید نمود که با وجود آن، در حالی که گیربکس می‌توانست در وضعیت درگیری باشد موتور با دور آرام به کار خود ادامه می‌داد. با این طرح گام موفقیت آمیزی در ابداع گیربکس‌های اتوماتیک برداشته شد که باعث شهرت کرایسلر گردید.

در سال ۱۹٤۰ کارخانه جنرال موتور گیربکس هیدروماتیک را برای اولین بار در اتومبیل به کار برد. که در آن از کلاچ هیدرولیکی و مجموعه دنده‌های خورشیدی برای حرکت به سمت جلو و عقب خودرو استفاده می‌شد.

در سال ۱۹٤۸ شرکت بیوک، گیربکس دینافلو را ارائه نمود که اولین گیربکسی بود که در آن موفق شده بودند جعبه دنده اتوماتیک را با مبدل گشتاور هیدرولیکی به کار برند، که با استفاده از مجموعه خورشیدی حرکت مستقیم دنده یک و نیز دنده عقب را شامل می‌شد.

کاربرد عمومی جعبه دنده‌های اتوماتیک، جعبه دنده‌های فوردماتیک ساخت کمپانی فورد بود که ترکیبی از یک مبدل گشتاور سه عنصری و یک سیستم مجموعه خورشیدی شامل سه دنده جلو (سه سرعته) و یک دنده عقب می‌باشد.

تا سال ۱۹۵۵ طراحی گیربکس‌های اتوماتیک تمام مکانیکی به تکامل رسید و اکثر کارخانجات آن را مورد استفاده قرار دادند. اصول تعویض دنده‌ها در این گیربکس‌های قدیمی به صورت کاملاً هیدرومکانیکی

(تطبیقی از فشار روغن و عملکرد مکانیکی سوپاپ‌ها) بود تا این که از سال ۱۹۸۰ به بعد در عصر کاربرد الکترونیک در خودرو، سنسورهای عملگرهای الکترونیکی به‌جای بسیاری از قطعات مکانیکی به‌کار برده شده و این امر منجر به کاهش وزن گیربکس و عملکرد بهتر آن با قابلیت افزایش تعداد چرخدنده‌ها و کلاچ‌ها (نسبت دنده‌های بیشتر) شد.

۶-۲) مقدمه گیربکس‌های اتوماتیک

درگیربکس‌های اتوماتیک راننده فقط وضعیت کلی حرکت را تعیین می‌کند و تعویض دنده به صورت خودکار و متناسب با شرایط حرکتی خودرو و مقاومت مسیر انجام می‌شود. در حال حاضر صنعت خودروسازی در جهان با سرعت زیاد به سمت استفاده از اتومبیل‌های گیربکس اتوماتیک می‌رود و از جمله مزایای گیربکس‌های اتوماتیک نسبت به گیربکس‌های دستی (معمولی) می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

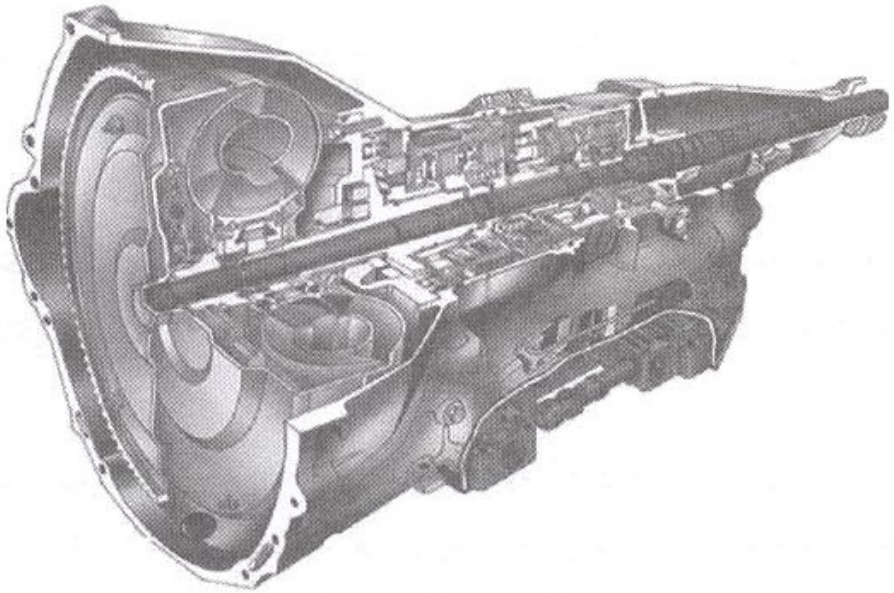
۱- سهولت رانندگی مخصوصاً در نقاط پر ترافیک

۲- کاهش ۲۰-۱۰ درصدی مصرف سوخت و متعاقب آن آلایندگی کمتر

۳- امکان تطبیق بهینه شرایط رانندگی با ویژگی‌های حرکتی اتومبیل در شرایط مختلف

٤- کاهش خطرات ناشی از عدم مهارت یا ناآگاهی راننده

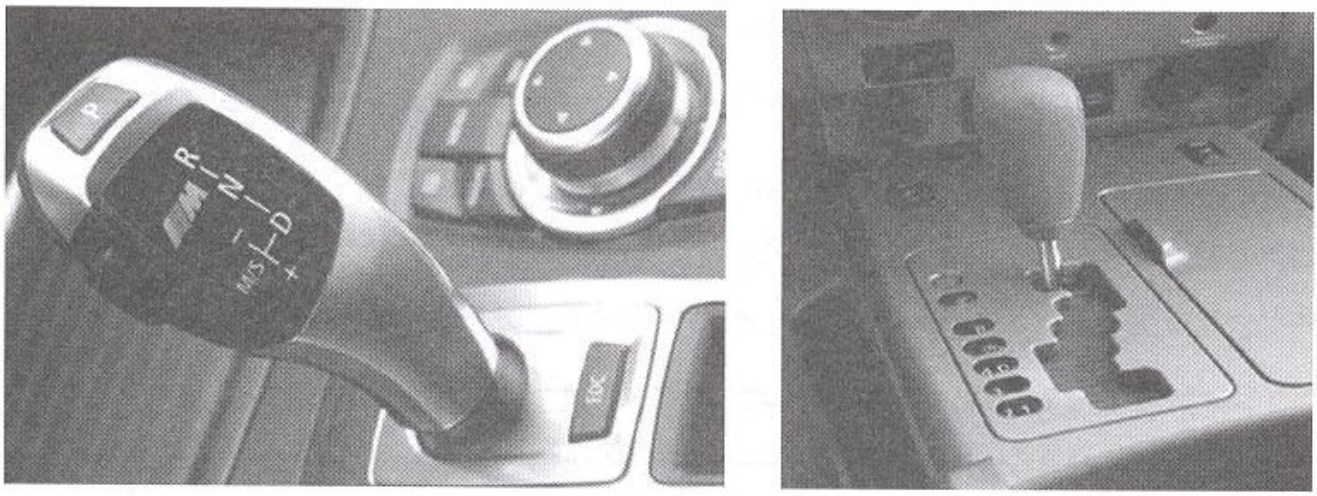
۵- کاهش استهلاک موتور به‌دلیل تعویض به موقع دنده‌ها بر اساس منحنی مشخصه موتور



شکل (۶-۱) نمای کلی گیربکس اتوماتیک

۶-۲-۱) انتخاب وضعیت حرکتی خودرو:

در گیربکس‌های اتوماتیک تمامی عملکردهای مورد نیاز در انتقال قدرت از موتور به دیفرانسیل توسط قطعات داخلی گیربکس به صورت خودکار انجام می‌شود، تنها وظیفه‌ی راننده انتخاب وضعیت حرکتی است که این کار توسط اهرم دنده (دسته دنده) که می‌تواند به صورت مکانیکی (همانند دسته دنده گیربکس‌های معمولی) و یا صفحه کلید الکتریکی باشد، انجام می‌شود.

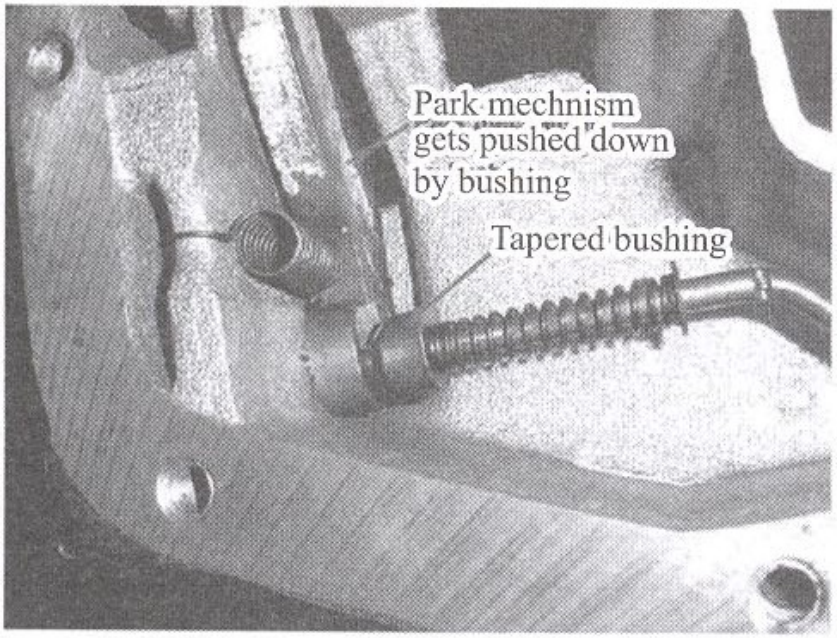


شکل (۶-۲) اهرم انتخاب دنده به‌صورت الف) مکانیکی ب) الکتریکی

نکته قابل توجه در هر دو حالت فوق (مکانیکی، الکتریکی) برای تعویض دنده این است که هیچ ارتباط مکانیکی بین دسته دنده و اجزای داخلی گیربکس وجود ندارد. همان‌طور که گفته شد، تمام اعمال گیربکس‌های اتوماتیک به صورت خودکار بوده و نیازی به نیروی مکانیکی از جانب راننده برای تغییر وضعیت دنده وجود ندارد و تنها وظیفه دسته دنده یا صفحه کلید انتخاب دنده و وضعیت حرکت برای بهره‌مندی از قدرت و یا سرعت مورد نظر راننده می‌باشد.

به‌طور معمول در گیربکس‌های اتوماتیک چندین وضعیت اصلی حرکتی وجود دارد که عبارتند از: وضعیت پارک (P)، وضعیت دنده عقب (R)، وضعیت خلاص (N)، وضعیت حرکت مستقیم (D) و وضعیت محدودکننده سرعت (L).

۱- وضعیت پارک (Park): در این وضعیت همان‌گونه که از نامش پیداست، به منظور جلوگیری از لغزش داخلی گیربکس به هنگام متوقف بودن خودرو به کار می‌رود. در گیربکس‌های اتوماتیک معمولاً دنده‌ای بر روی انتهای شفت خروجی گیربکس قرار گرفته که به دنده پارک معروف است. با انتخاب این وضعیت، اهرمی که برای دنده پارک طراحی شده مابین دنده‌های آن قرار گرفته و مانع دوران دنده پارک و در نتیجه شفت خروجی گیربکس می‌شود. شکل (۶-۳) نحوه عملکرد دنده پارک را نشان می‌دهد.



شکل (۶-۳) عملکرد دنده پارک

۲- وضعیت دنده عقب (Reverse): برای حرکت به عقب، دسته دنده باید در وضعیت R قرار بگیرد. باید توجه داشت که برای انتخاب این وضعیت باید خودرو کاملاً متوقف بوده و یا سرعت آن کمتر از $7\,km/h$ باشد.

۳- وضعیت خلاص (Neutral): این حالت از دسته دنده برای هنگام راه اندازی و روشن نمودن موتور در نظر گرفته شده است. هنگامی که دسته دنده در این وضعیت قرار می گیرد، کلیه تماس‌های اصطکاکی بین اجزا انتقال قدرت درون گیربکس قطع بوده و هیچ‌گونه گشتاوری منتقل نمی‌گردد. حتی در بعضی مواقع به منظور اطمینان بیشتر و افزایش ضریب ایمنی، شفت خروجی گیربکس نیز نسبت به پوسته آن قفل می‌گردد تا هیچ‌گونه حرکتی وجود نداشته باشد.

٤- وضعیت حرکت مستقیم (Drive): با انتخاب این وضعیت راننده به گیربکس فرمان حرکت داده و با فشار آوردن بر روی پدال گاز حرکت به سمت جلو آغاز شده و با توجه به نحوه حرکت اتومبیل و سرعت و قدرت مورد نیاز تعویض دنده‌ها از دنده ۱ تا آخر به صورت خودکار انجام می‌پذیرد.

۵- وضعیت محدود کننده سرعت (Low): با انتخاب این وضعیت راننده قادر خواهد بود که با توجه به شرایط رانندگی مانند سراشیبی‌ها از سبک شدن خودکار دنده و در نتیجه افزایش بیش از حد سرعت خودرو جلوگیری کند. این وضعیت نیز معمولاً دارای دو حالت می‌باشد: L۱ و L۲.

در حالت L۱ تنها اجازه درگیر شدن در دنده ۱ وجود دارد ولی در حالت L۲ امکان تعویض دنده از ۱ به ۲ و برعکس نیز فراهم است.

علاوه بر این وضعیت‌های حرکتی اصلی، می‌توان سایر وضعیت‌های حرکتی نیز برای خودرو در نظر گرفت که از آن جمله می‌توان به وضعیت رانندگی در برف (S) و وضعیت رانندگی پر تحرک (S) اشاره کرد.

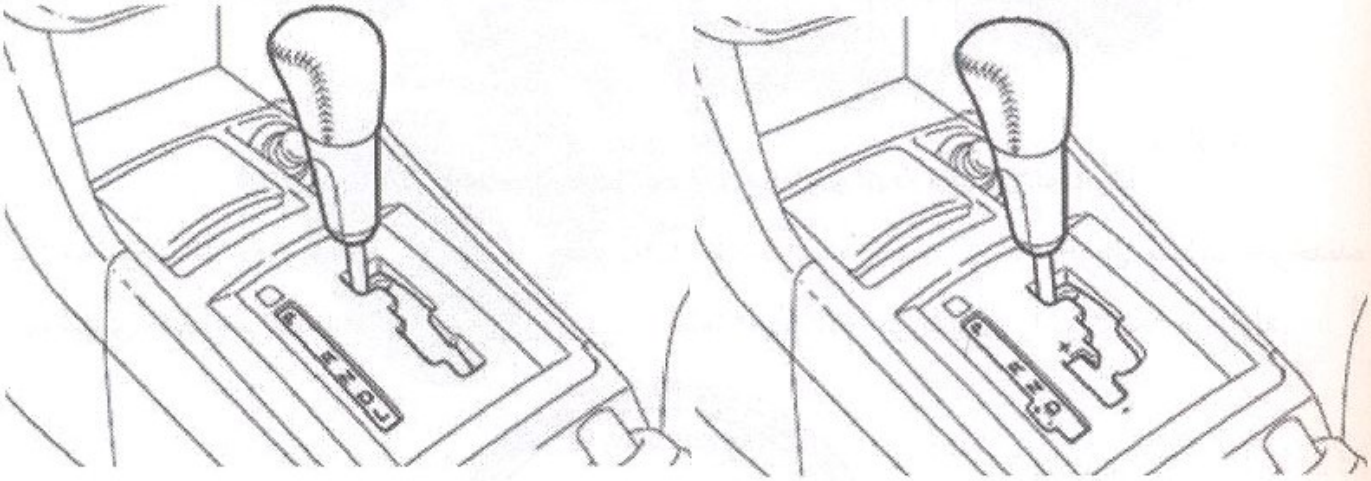
٦- وضعیت رانندگی در برف S (Snow): به رانندگان در اتومبیل‌های مدرن این امکان داده شده است که در شرایط رانندگی در جاده‌های برفی و بعضاً یخی از کلید S استفاده کنند. با انتخاب این وضعیت راننده با شرایطی بسیار آسان‌تر قادر به هدایت خودرو در جاده خواهد بود. عملکرد این وضعیت به‌گونه‌ای است که مانع هرزگردی چرخ‌های محرک برروی مسیر کم اصطکاک می‌شود. در گیربکس‌های مجهز به این سیستم طریقه عملکرد بدین ترتیب است که با انتخاب وضعیت S و با توجه به اطلاعاتی که از سنسورهای ورودی و خروجی گیربکس به واحد کنترل الکتریکی (ECU) ارسال می‌شود نسبت دور خروجی به ورودی و وضعیت سنسور دریچه گاز (S.P.T) در هر لحظه کنترل می‌شود. در دنده‌های سنگین‌تر هرگاه اطلاعات ارسالی به واحد کنترل الکتریکی بیان کننده افزایش ناگهانی دور خروجی گیربکس (با توجه به وضعیت دریچه گاز) باشد، تعویض از دنده سنگین‌تر به دنده سبک‌تر صورت می‌گیرد. از این طریق می‌توان گشتاوری که بر چرخ‌ها اعمال می‌گردد را کمتر

نمود تا گشتاور اولیه زیاد باعث هرزگردی چرخ‌ها نگردد. مکانیزم فوق پیچیده بوده و هزینه بالایی دارد ولی در روش‌های ساده‌تر در حالت برفی، گیربکس تنها دنده ۲ یا ۳ را به‌جای دنده ۱ درگیر می‌کند تا از هرزگردی در شروع حرکت جلوگیری کند. این دقیقاً شبیه کاری است که در گیربکس‌های دستی تحت عنوان نیم کلاچ راننده انجام می‌دهد. گیربکس AL4 به‌کار رفته در پژو ۲۰۶ و ۴۰۵ نیز از روش دوم استفاده می‌کند.

۷- وضعیت پر تحرک S (Sport): این وضعیت برای دستیابی به بیشترین شتاب و رسیدن به سرعت ماکزیمم در حداقل زمان طراحی شده است. در این شرایط برای تعویض دنده‌ها از دنده سنگین‌تر به دنده سبک‌تر دور موتور بیشتری برای رسیدن به سرعت مشخص به منظور سبک‌تر شدن دنده لازم است. به عنوان مثال اگر در حالت عادی تعویض دنده از ۲ به ۳ در دور موتور 3000RPM انجام می‌پذیرد در حالت Sport در دور موتور 3800RPM تعویض دنده انجام می‌گیرد. در شرایط دنده معکوس نیز تعویض دنده‌ها به‌صورت آنی و با سرعت انجام می‌گیرد.

<Vehicles without sport mode>

<Vehicles with sport mode>



حالت بدون اسپورت

حالت اسپورت

شکل (۷-۴) مقایسه اهرم تعویض دنده با داشتن حالت اسپورت و بدون آن

۶-۳) اجزای اصلی گیربکس اتوماتیک

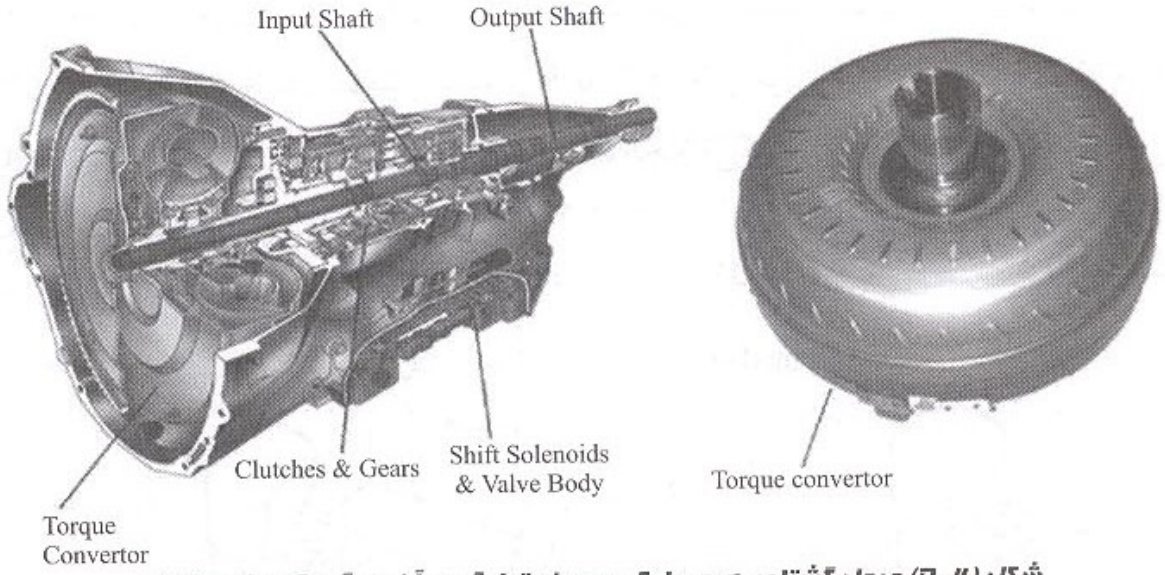
در همه گیربکس‌های اتوماتیک اجزایی به‌کار رفته که امروزه جز جدا نشدنی این گیربکس‌ها می‌باشند. این بخش‌ها شامل موارد زیر می‌گردد:

دستگاه مبدل گشتاور هیدرولیکی، کلاچ چند صفحه‌ای، باند- سرو، کلاچ یک‌طرفه، مجموعه چرخدنده خورشیدی، روغن‌های مورد استفاده در گیربکس اتوماتیک، سیستم خنک کننده گیربکس، جعبه سوپاپ، سنسورها و عملگرهای آن.

۶-۳-۱) سیستم کلاچ در گیربکس اتوماتیک:

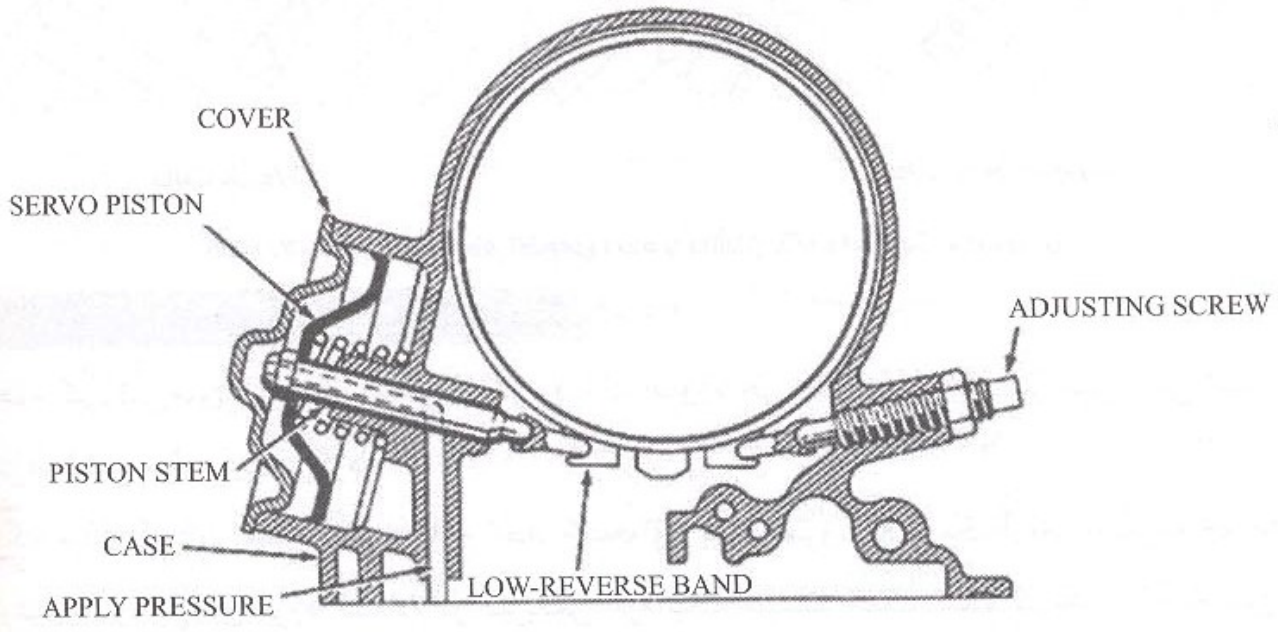
به‌طور کلی در گیربکس‌های اتوماتیک دو نوع سیستم کلاچ به‌کار رفته است که می‌توان آن‌ها را به صورت زیر تقسیم‌بندی نمود:

الف) کلاچ هیدرولیکی ورودی به گیربکس که در داخل یک محفظه قرار می‌گیرد و به کل مجموعه آن مبدل گشتاور هیدرولیکی گفته می‌شود. وظیفه اصلی آن انتقال نیرو و افزایش تدریجی گشتاور از میل لنگ به شفت ورودی گیربکس است. علاوه بر این به لحاظ ساختار داخلی قادر به ایجاد حالت نیم کلاچ و انتقال نسبی نیرو به شفت ورودی می‌باشد.

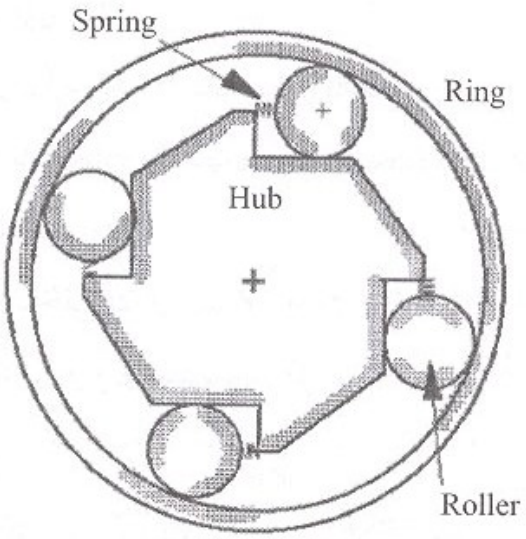


شکل (۶-۵) مبدل گشتاور هیدرولیکی و محل قرارگیری آن در گیربکس اتوماتیک

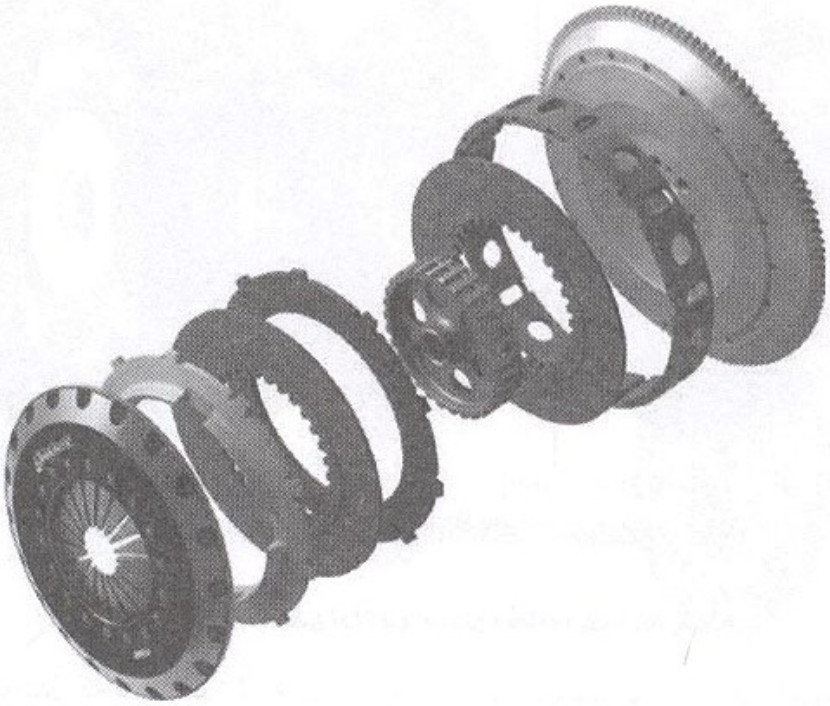
ب) مجموعه کلاچ‌های داخلی مانند کلاچ‌های چند صفحه‌ای و باندها که به اجزای سیستم چرخدنده خورشیدی متصل می‌باشند و در موقع لزوم یکی از قطعات دستگاه خورشیدی را ثابت نگه می‌دارند.



الف) باند و سرو



ب) کلاچ یکطرفه



ج) کلاچ چند صفحه ای

شکل (۷-۷) کلاچ های بکار رفته در گیربکس الف) باند و سرو ب) کلاچ یک‌طرفه ج) کلاچ چند صفحه‌ای

تفاوت اصلی این دو نوع کلاچ در نحوه درگیری آن‌ها می‌باشد. وظیفه اصلی کلاچ ورودی ایجاد حالت نیم کلاچ و انتقال و افزایش تدریجی نیروی گشتاور از میل‌لنگ به شفت ورودی گیربکس است. برای دستیابی به چنین حالتی قطع و وصل نرم و تدریجی نیرو لازم می‌باشد.

اما برخلاف حالت فوق، کلاچ‌های داخل محفظه گیربکس که از نوع چند صفحه‌ای و یا از نوع باندی می‌باشند وظیفه قفل و آزاد نمودن دنده‌های خورشیدی را بر عهده دارند و نباید نیم کلاچ در آن‌ها به‌وجود آید، هر چند که در عمل به علت تغییر اصطکاک از حـــالت حرکتی به سکون اندکی هرزگردی در آن‌ها به وجود می‌آید.

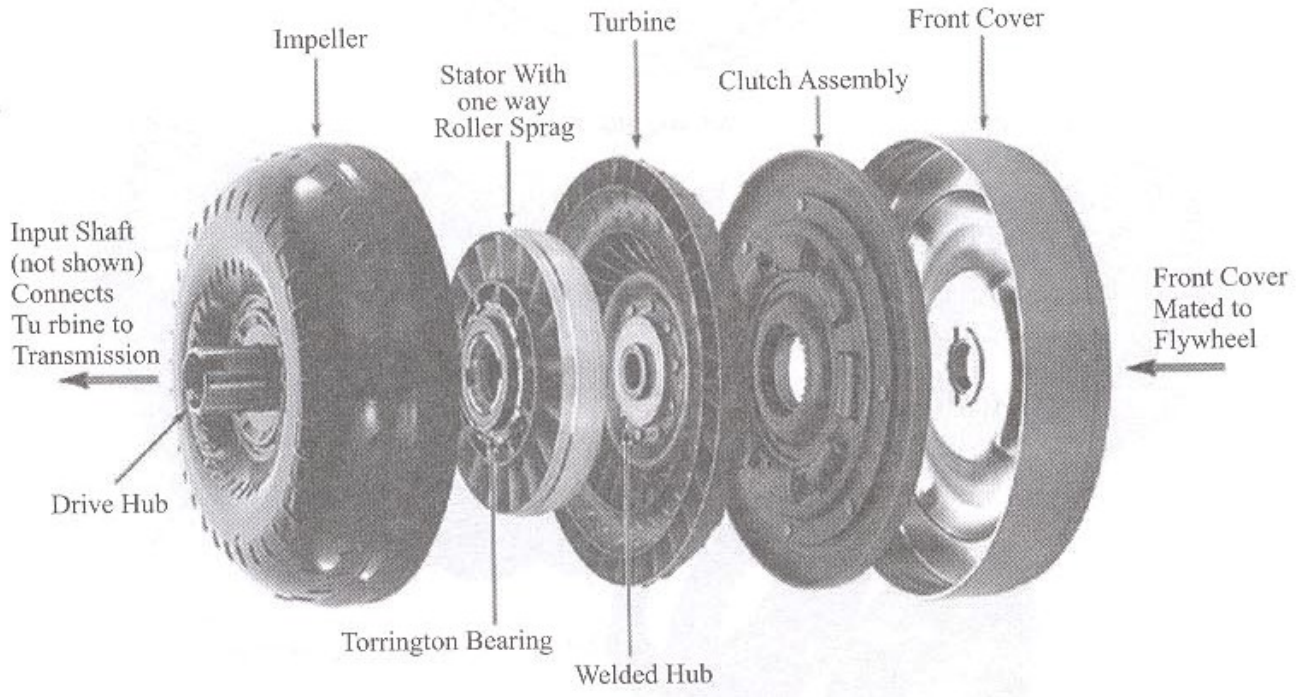
۶-۳-۱-۱) دستگاه مبدل گشتاور

مبدل گشتاور انتقال دهنده گشتاور تولید شده توسط موتور به محور ورودی گیربکس می‌باشد. این نوع کلاچ دارای مکانیزم هیدرولیکی بوده و با استفاده از اصول هیدرودینامیک گشتاور را منتقل می‌کند.

اجزا تشکیل دهنده این دستگاه عبارتند از:

۱- پوسته که در برگیرنده قطعات داخلی مبدل گشتاور است.

۲- اجزای داخلی که شامل، پمپ، توربین و استاتور می‌باشند.



شکل (۶-۷) اجزا اصلی (داخلی) مبدل گشتاور هیدرولیکی

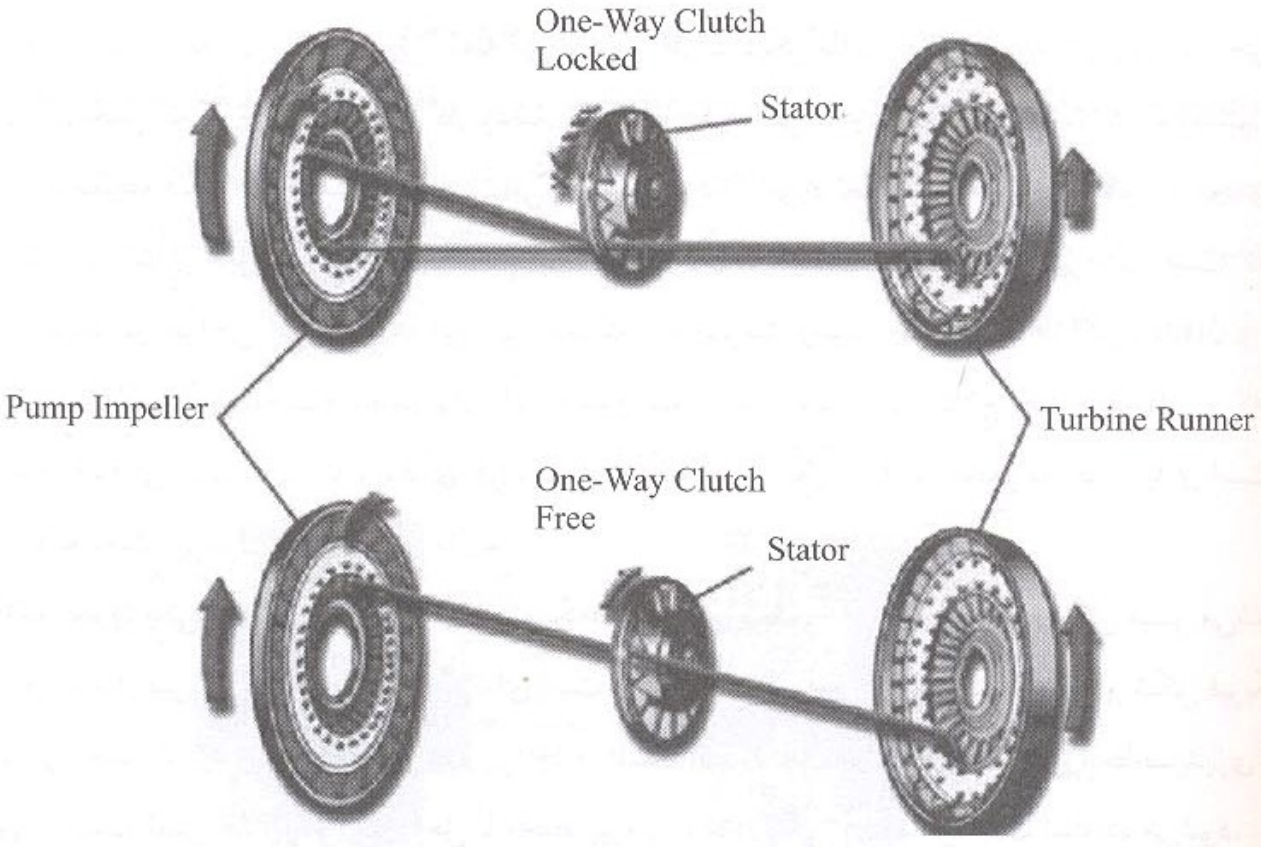
طرز کار این سیستم همچنان که در فصل ۲ به آن اشاره شد، بدین صورت است که با شروع چرخش موتور، پمپ که به فلایویل متصل است، با همان سرعت شروع به چرخش می‌کند. جهت حرکت روغن از داخل و مرکز پمپ به سمت بیرون (پره‌ها) می‌باشد. در واقع اثر گریز از مرکز و شکل پره‌ها و برخورد آن‌ها با روغن باعث ایجاد چنین حرکتی می‌شود. روغنی که به وسیله پمپ شتاب گرفته است، پس از ترک انتهای پره‌های پمپ به ناچار با قسمت بیرونی پره‌های توربین برخورد کرده و وارد مجاری پره‌های توربین از بیرون به سمت مرکز توربین می‌شود. پس در توربین برخلاف پمپ جهت حرکت روغن از خارج به مرکز می‌باشد که عکس العمل حرکت روغن باعث چرخش توربین در جهت پمپ می‌گردد.

استاتور نیز که در بین توربین و پمپ قرار دارد، باعث تعیین جهت حرکت روغن در مسیر مناسب در جهت پمپ می‌گردد. اما نکته‌ای که در این‌جا وجود دارد این است که در ابتدای حرکت، توربین ثابت و پمپ در حال چرخش است پس روغن خارج شده از توربین کاملاً در جهت مخالف حرکت پمپ است، اما هر چه

سرعت گردش توربین بیشتر شود این اثر کمتر شده تا جایی‌که وقتی سرعت توربین و پمپ یکسان شود که در اصطلاح آن را کوپل شدن می‌نامند، روغن تقریباً در جهت حرکت پمپ از توربین خارج می‌شود. به همین دلیل طراحی و عملکرد استاتور بایستی به گونه‌ای باشد که این دو حالت را پوشش دهد. به‌همین دلیل بایستی وظیفه استاتور به دو مرحله تقسیم شود:

الف) زمان آغاز کار کوپلینگ (تبدیل): این حالت به شرایط اولیه کار مبدل گشتاور مربوط می‌باشد که در این مرحله استاتور توسط کلاچ یک‌طرفه ساکن نگه‌داشته شده و باعث تغییر فاز در جهت برگشت روغن از توربین به پمپ شده و از افت هیدرولیکی و ضربه زدن به پره‌های پمپ جلوگیری می‌کند.

ب) زمان کوپلینگ: پس از اتمام مرحله تبدیل و به چرخش درآمدن توربین، رفته رفته جهت روغن برگشتی از توربین هم جهت با چرخش پمپ می‌گردد. زمانی‌که سرعت توربین به سرعت پمپ نزدیک می‌شود مسیر جریان خروجی از توربین به گونه‌ای است که به پشت قائم پره‌های استاتور برخورد کرده و باعث چرخش استاتور در جهت چرخش پمپ و توربین می‌گردد و چرخش استاتور باعث انتقال هر چه بهتر جریان روغن مابین پمپ و توربین می‌گردد.



شکل (۷-۸) a) عملکرد استاتور در مرحله اول b) عملکرد استاتور در مرحله دوم

راندمان مبدل گشتاور:

به طور تجربی ثابت شده است که ماکزیمم دور توربین در حدود ۹۸ درصد دور پمپ می‌باشد و ۲ درصد

مابقی به لغزش بین پره‌های پمپ و توربین و عدم کوپل شدن صد در صد بین آن‌ها برمی‌گردد. بنابراین راندمان مبدل گشتاورها حدود ۹۸ درصد می‌باشد. از جمله تدابیری که برای افزایش راندمان در نظر گرفته شده عبارتست از:

۱- طراحی منحنی گون و مارپیچ پره‌های اجزای داخل پوسته: براساس اصول هیدرولیک بیشترین نیروی عکس‌العمل وارد بر سطح مقابل جریان سیال، به سطح منحنی گون وارد می‌شود. یعنی اجسام با سطح مقطع منحنی بیشترین جذب انرژی در برابر سیال را دارند. همواره برای افزایش راندمان مبدل گشتاورها سعی بر این بوده است تا شکل این منحنی‌ها بهینه شود.

۲- قرار دادن حلقه‌های داخلی (استاتور) بین پره‌های توربین و پمپ: با توجه به این‌که برگشت روغن از توربین در شرایط عادی در جهت عکس جریان رفت می‌باشد که باعث افت راندمان می‌شود، به همین دلیل برای جلوگیری از برخورد جریان رفت و برگشت سیال و هم جهت کردن جریان برگشتی سیال با جهت دوران پمپ از استاتور استفاده می‌شود.

۶-۳-۱-۲) کلاچ‌های داخلی

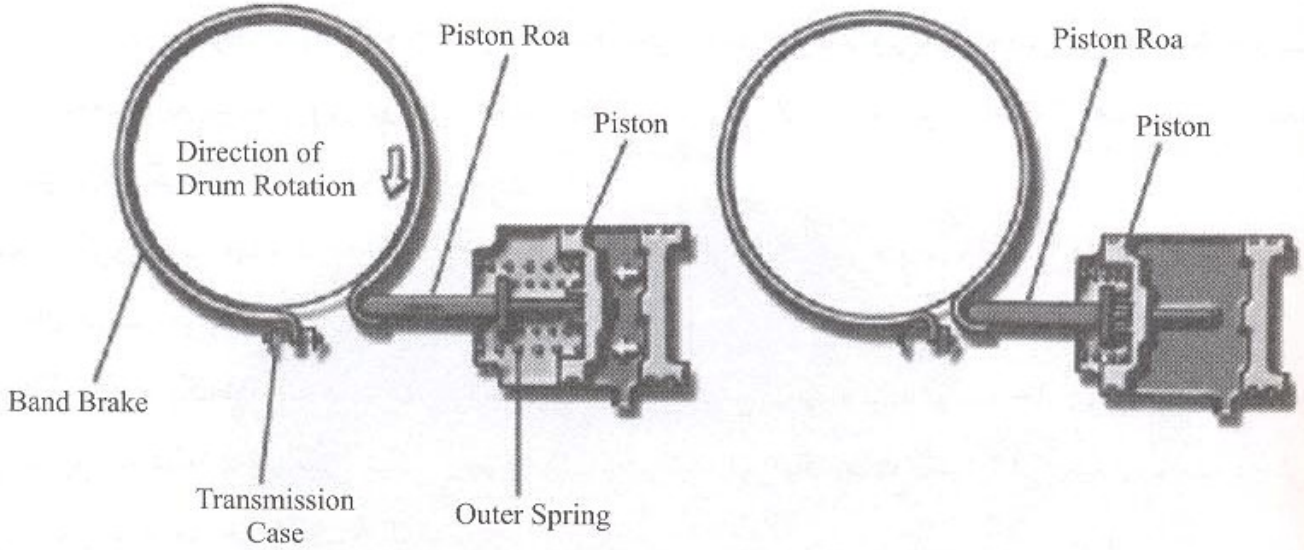
مبدل گشتاور نوعی کلاچ هیدرولیکی است که در خارج گیربکس نصب شده و به عنوان ورودی گیربکس می‌باشد، از این‌رو به آن کلاچ بیرونی گفته می‌شود. از طرف دیگر سایر کلاچ‌های به کار رفته در اجزای داخلی گیربکس که به جهت وظیفه و کاربردشان در داخل گیربکس قرار دارند را کلاچ داخلی می‌نامیم.

در یک مجموعه دنده خورشیدی برای دستیابی به ضرایب دنده مورد نظر باید یک یا دو عضو از مجموعه چرخنده خورشیدی قفل یا آزاد شوند. انجام این عمل بر عهده سیستم کلاچ داخلی گیربکس است. نکته حائز اهمیت در طراحی این کلاچ‌ها این می‌باشد که باید بتوانند وظیفه خود را با حداکثر راندمان و در کوتاه‌ترین زمان ممکن انجـــام دهند. برای این منظور سه سیستم باند- سرو،کلاچ چند صفحه‌ای و کلاچ یک طرفه طراحی شده است که وظیفه‌ی هر یک ثابت نگه داشتن یکی از اجزا مجموعه خورشیدی است و در ادامه به بحث پیرامون هر یک می‌پردازیم:

۱- باند-سرو: یکی از ضرایب دنده‌ها با ثابت نگه‌داشتن چرخدنده خارجی یا همان رینگی میسر می‌شود. شکل و ساختار فیزیکی دنده رینگی به گونه‌ای است که کلاچ مربوط به آن باید دقیقاً از نظر و شکل فیزیکی منطبق بر محیط اندازه رینگی بوده و کم‌ترین جا را اشغال کند. بدین جهت از حلقه‌های انعطاف‌پذیری که دارای خاصیت تغییر قطر بوده و از داخل با محیط بیرونی دنده رینگی در تماس است استفاده می‌شود.

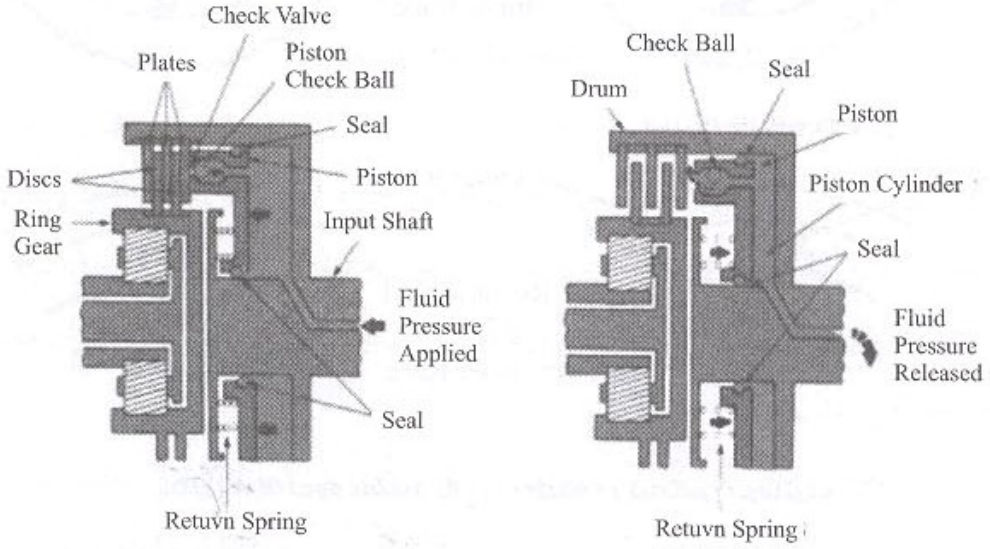
نحوه عملکرد باندها برای ثابت نگه‌داشتن دنده رینگی و جلوگیری از دوران آن بدین ترتیب است که باندها به علت دارا بودن خاصیت انعطاف پذیری توسط عامل خارجی (سیستم سرو Servo) کاهش قطر داده و سطح داخلی باند که از جنس مخصوص (آزبست و مواد ترکیبی به کار رفته در لنت کلاچ) می‌باشد، به دور

محیط خارجی دنده رینگی قفل شده و سبب توقف آن می‌شود. سرو نیز شامل یک سیلندر پیستون می‌باشد که فشار هیدرولیکی روغن را به نیروی مکانیکی تبدیل می‌کند و عامل فشردن اهرم متصل به باند است.
عملکرد سرو بدین ترتیب است که فشار روغن پمپ شده از طریق جعبه سوپاپ و کانال‌های مربوطه، به پشت پیستون سرو راه یافته و سبب جلو راندن پیستون و در نتیجه فشردن باند و کاهش قطر آن می‌شود. برگشت پیستون بوسیله یک فنر و برداشتن فشار روغن از پشت پیستون انجام می‌گیرد.



شکل (۷-۹) نحوه عملکرد کلاچ باند – سرو

۲- کلاچ چند صفحه‌ای: ثابت کردن (قفل کردن) دنده خورشیدی و قفسه به وسیله فلکه متصل به آن‌ها و یک سیستم کلاچ چند صفحه‌ای انجام می‌پذیرد. صفحات کلاچ ازداخل دندانه دار بوده و بر روی فلکه مربوط به هر یک از دنده‌های مرکزی (خورشیدی) یا قفسه قرار می‌گیرند. ساختمان این کلاچ‌ها و نحوه عملکردشان به‌طور مفصل در فصل ۲ توضیح داده شده است.



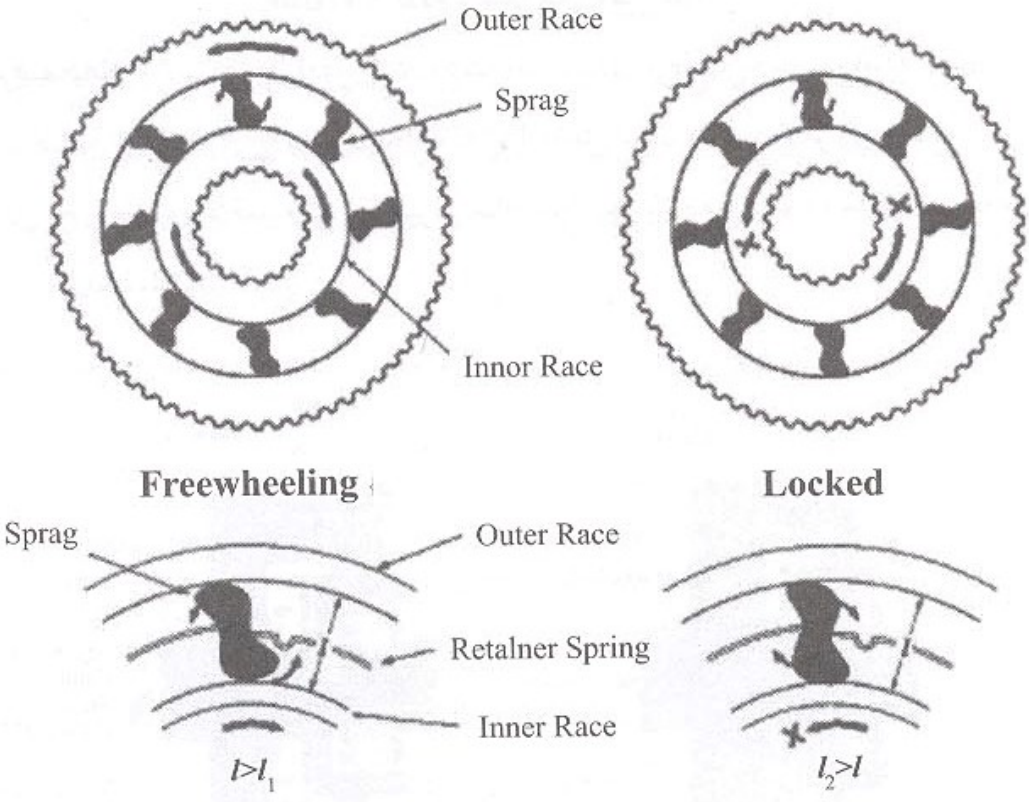
شکل (۷-۱۰) کلاچ چند صفحه‌ای و نحوه عملکردش

۳- کلاچ یک‌طرفه: کلاچ یک‌طرفه تنها توانایی انتخاب دو وضعیت حرکتی را در اختیار سیستم قرار می‌دهد؛ یکی در جهات آزادگرد (ساعتگرد و یا پاد ساعتگرد) و دیگری در خلاف جهت گردش که سیستم درگیر یا قفل می‌شود.

از کلاچ یک‌طرفه غلتکی معمولاً در جعبه دنده خورشیدی برای ثابت نگه‌داشتن قفسه در یکی از جهات استفاده می‌شود. برای این منظور مـــادامی که قفسه در جهت موافق، آزادگـــرد دوران می‌کند، کلاچ یک‌طرفه عملاً به‌عنوان نگهدارنده و هدایت کننده محور عمل می‌کند ولی به محض این‌که بنا به ضریب دنده مشخصی، به قفسه نیروی دورانی، عکس جهت آزادگرد کلاچ وارد شود، باعث توقف قفسه (یا دنده خورشیدی)می‌گردد.

وظیفه دیگری که بر عهده کلاچ یک‌طرفه در گیربکس‌های اتوماتیک پیشرفته امروزی می‌باشد، توقف استاتور در زمان مناسب می‌باشد.

نوع دیگر کلاچ یک‌طرفه به صورت بادامکی می‌باشد که شامل توپی و یک پوسته خارجی بادوام است. در بین دو پوسته قطعات بادامکی شکل وجود دارد که وظیفه این بادامک‌ها قفل یا آزاد شدن پوسته داخلی نسبت به پوسته خارجی است.



شکل (۶-۱۱) نحوه عملکرد کلاچ یک طرفه در گیربکس اتوماتیک

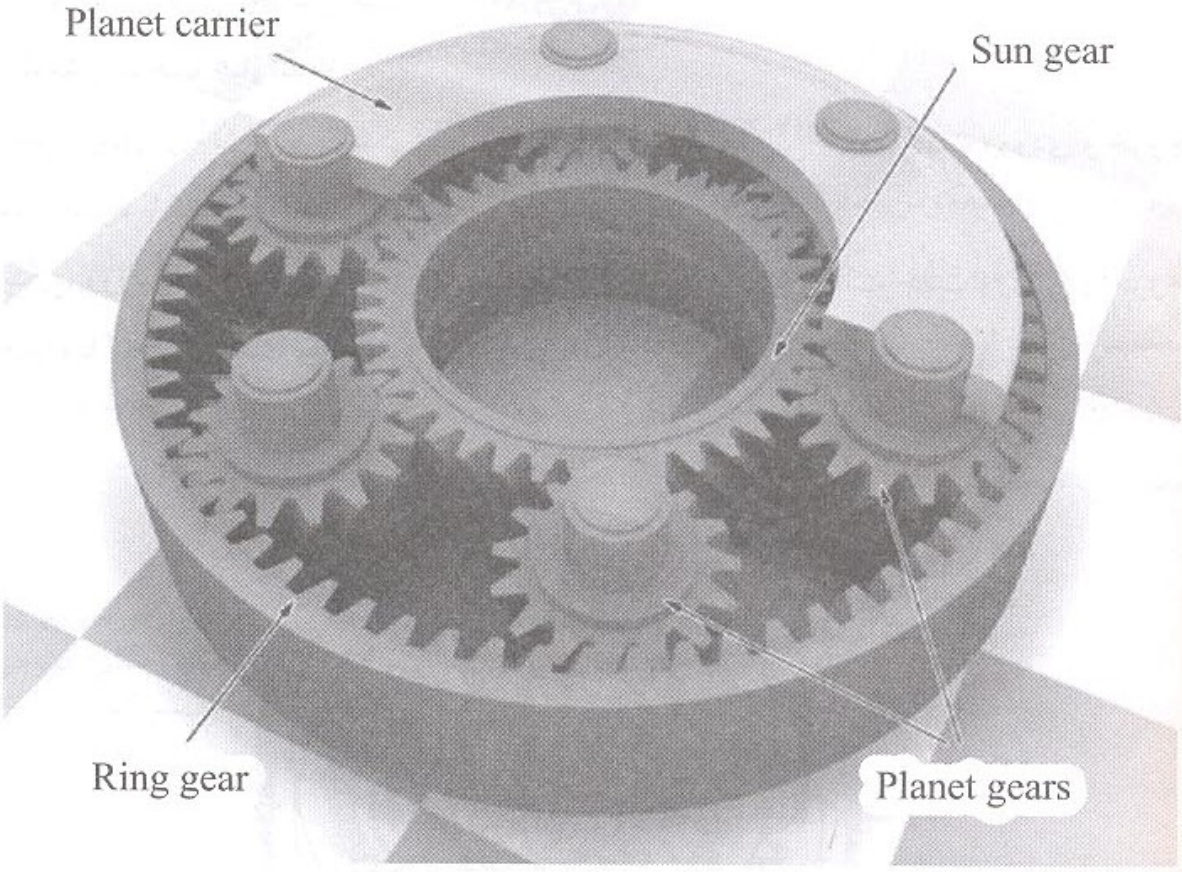
۶-۳-۲) سیستم چرخدنده خورشیدی

در یک گیربکس اتوماتیک عمده وظایف تعویض دنده و حتی انتقال قدرت توسط روغن انجام می‌گیرد. به

همین دلیل یکی از تفاوت‌های اصلی و عمده گیربکس‌های اتوماتیک و دستی در نوع چرخدنده‌ها و سیستم تعویض دنده‌هاست. یعنی به علت عدم وجود جابه‌جایی اجزای داخلی گیربکس نسبت به یکدیگر بایستی ضرایب دنده‌های مربوطه به گونه‌ای متفاوت از چرخدنده‌های ساده حاصل شود. راه حل این مشکل سیستم چرخدنده خورشیدی می‌باشد.

همچنان‌که در فصل ٤ اشاره شد، چرخدنده خورشیدی به‌طور ساده تشکیل شده است از:

۱- دنده خورشیدی ۲- دنده پینیون (هرزگرد) ۳- حامل سیاره‌ای یا قفسه ٤- دنده رینگی



شکل (۶-۱۲) مجموعه چرخدنده خورشیدی

همان‌طورکه در شکل (٦-۱۲) مشاهده می‌شود دنده هرزگرد بر روی دنده رینگی حول دنده خورشیدی می‌گردد. این دنده دارای دو حرکت می‌باشد، یکی حول محور خود (حرکت وضعی) و دیگری در داخل دنده رینگی (حرکت انتقالی). در مجموعه دنده خورشیدی، بسته به ضریب دنده مورد نظر حرکت وضعی و انتقالی به صورت همزمان انتخاب می‌شود. حامل سیاره‌ای نیز در بیشتر گیربکس‌ها به عنوان معکوس کننده جهت دوران در هنگام قفل شدن به کار می‌رود.

به طور کلی اجزای سه‌گانه‌ای که در گیربکس اتوماتیک قفل یا آزاد می‌شوند شامل دنده خورشیدی، دنده رینگی و قفسه می‌باشند که بنا به کارکرد گیربکس یکی از سه حالت زیر برای آن‌ها اتفاق می‌افتد:

۱- یکی از اجزا سه گانه ثابت شود و دو عنصر دیگر یکی به عنوان ورودی و دیگری به عنوان خروجی عمل

نماید و سیستم در یکی از ضرایب دنده‌ها در حال کارکرد قرار بگیرد.

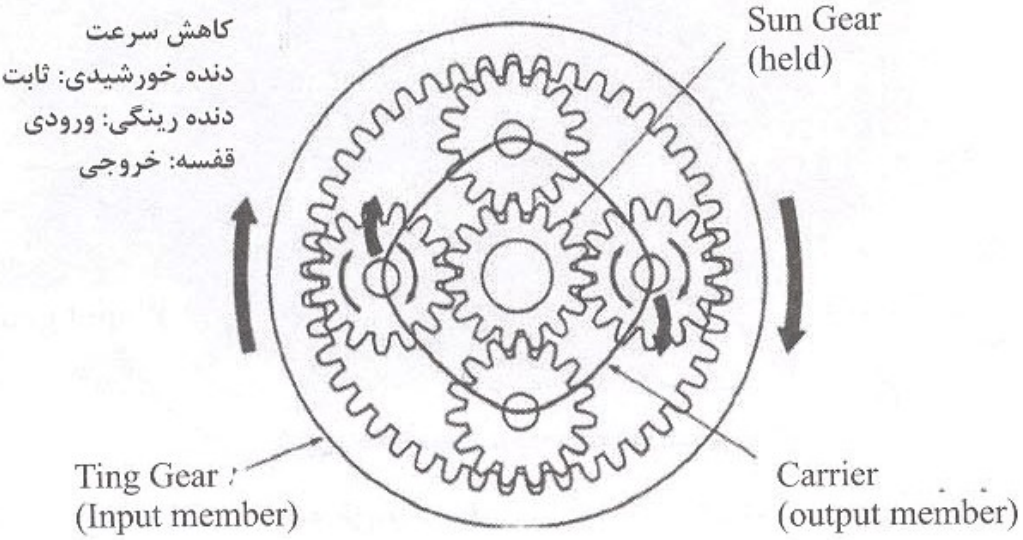
۲- دو عضو ثابت شوند (مثلاً قفسه و رینگی): سیستم قفل کرده و یکپارچه عمل می‌کند در این صورت نسبت دنده ۱:۱ خواهد بود.

۳- دو عضور آزاد باشند (مثلاً قفسه و رینگی): عضو سوم نیز آزاد بوده و سیستم خلاص است. منظور از ثابت شدن یکی از دو جزء مجموعه دنده خورشیدی ممانعت از چرخش آن دو عضو است که توسط کلاچ‌های چند صفحه‌ای و یا باندها صورت می‌گیرد. یعنی در حالت کلی اگر هیچ یک از کلاچ‌های مجموعه دنده خورشیدی درگیر نشود خلاص است.

روش‌های کاهش سرعت عبارتند از:

الف) دنده خورشیدی: ورودی، دنده رینگی: ثابت و قفسه: خروجی. در این حالت جهت ورودی و خروجی یکسان بوده و همراه با کاهش سرعت و افزایش گشتاور می‌باشد.

ب)دنده رینگی: ورودی، و دنده خورشیدی: ثابت، قفسه: خروجی. در این حالت جهت ورودی و خروجی یکسان و همراه با کاهش سرعت و افزایش گشتاور می‌باشد.

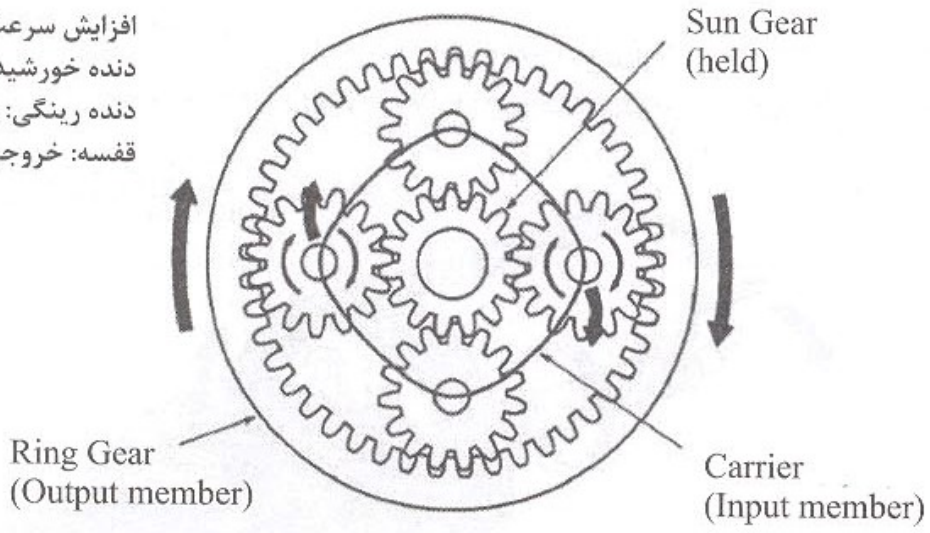


شکل (۷-۱۳) کاهش سرعت در چرخدنده خورشیدی

روش‌های افزایش سرعت (اوردرایو) عبارتند از:

الف) قفسه: ورودی، دنده رینگی: خروجی و دنده خورشیدی: ثابت. در این حالت جهت ورودی و خروجی یکسان، همراه با افزایش سرعت و کاهش گشتاور می‌باشد.

ب) قفسه: ورودی، دنده رینگی: ثابت و دنده خورشیدی: خروجی. در این حالت جهت ورودی و خروجی یکسان، همراه با افزایش سرعت و کاهش گشتاور می‌باشد.

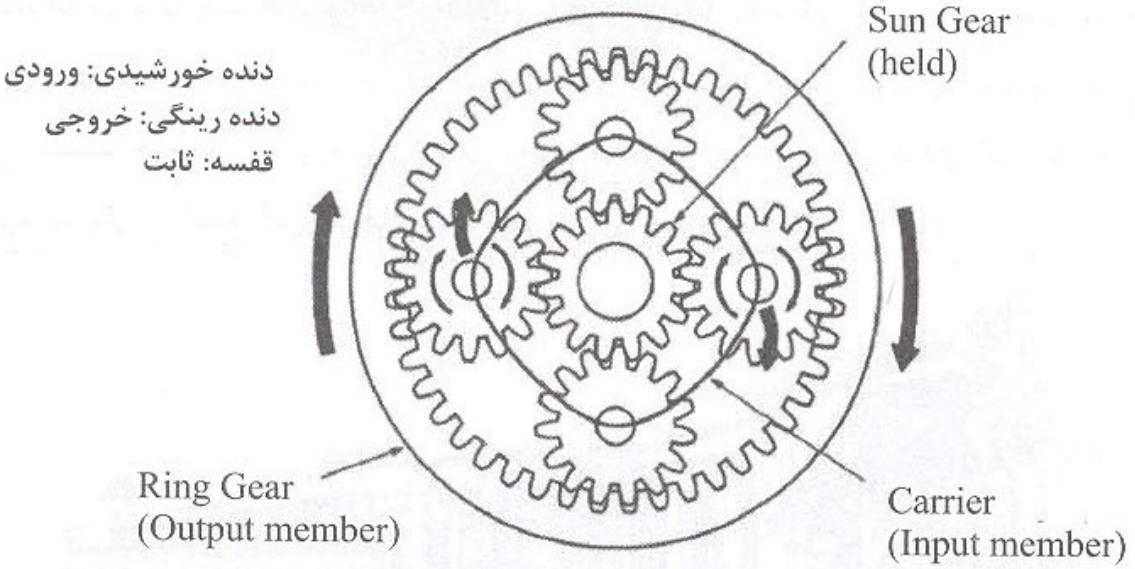


شکل (۷-۱۴) افزایش سرعت در چرخدنده خورشیدی(اوردرایو)

روش‌های دنده معکوس عبارتند از:

الف) قفسه: ثابت، دنده رینگی: ورودی و دنده خورشیدی: خروجی. در این حالت جهت ورودی و خروجی معکوس و همراه با افزایش سرعت و گشتاور پایین می‌باشد.

ب) دنده خورشیدی: ورودی، قفسه: ثابت و دنده رینگی: خروجی. در این حالت جهت ورودی و خروجی معکوس، همراه با کاهش سرعت و افزایش گشتاور می‌باشد.



شکل (۷-۱۵) دنده معکوس در چرخدنده خورشیدی

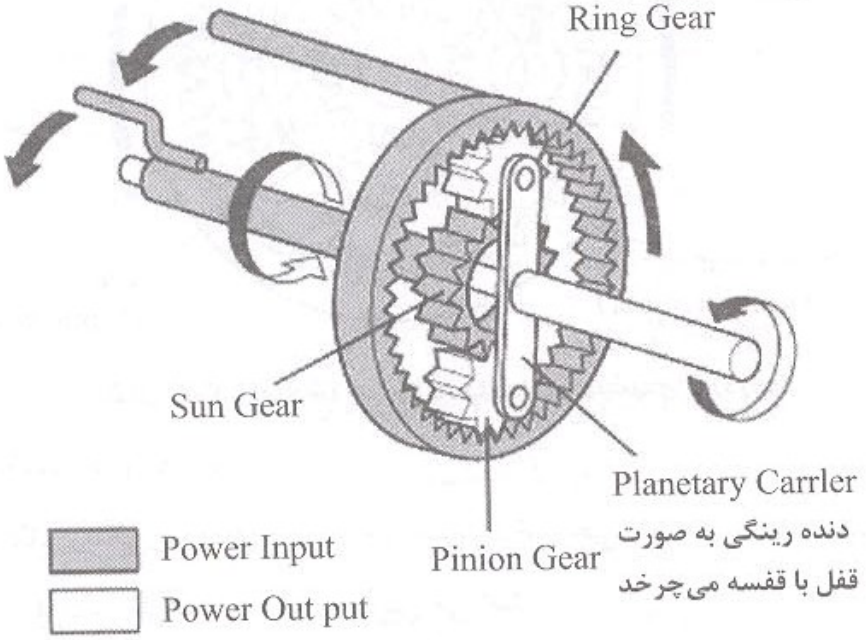
روش‌های دنده مستقیم عبارتند از:

الف) دنده خورشیدی و دنده رینگی به صورت یکپارچه: وردودی و قفسه: خروجی. در این حالت کل مجموعه دنده‌های سیاره‌ای با هم قفل شده و با یک سرعت می‌چرخند.

ب) دنده خورشیدی و قفسه به صورت یکپارچه: ورودی و دنده رینگی: خروجی. در این حالت نیز کل

مجموعه دنده‌های سیاره‌ای با هم قفل می‌شوند.

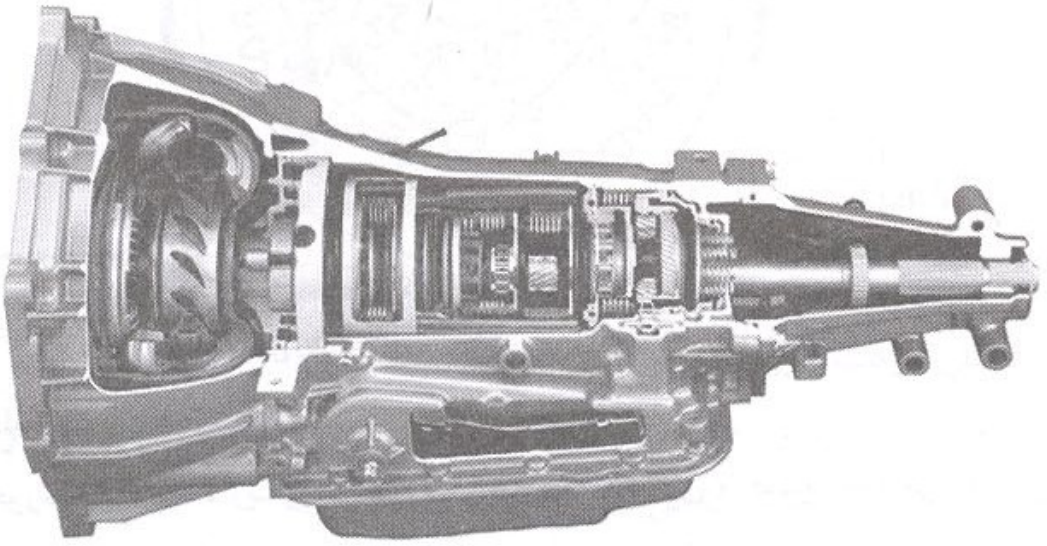
ج) دنده‌رینگی و قفسه به صورت یکپارچه: ورودی، دنده‌خورشیدی: خروجی. در این حالت نیز کل مجموعه در یک جهت و با یک سرعت می‌چرخد.



شکل (۷-۱۷) دنده مستقیم(قفل) در دنده خورشیدی

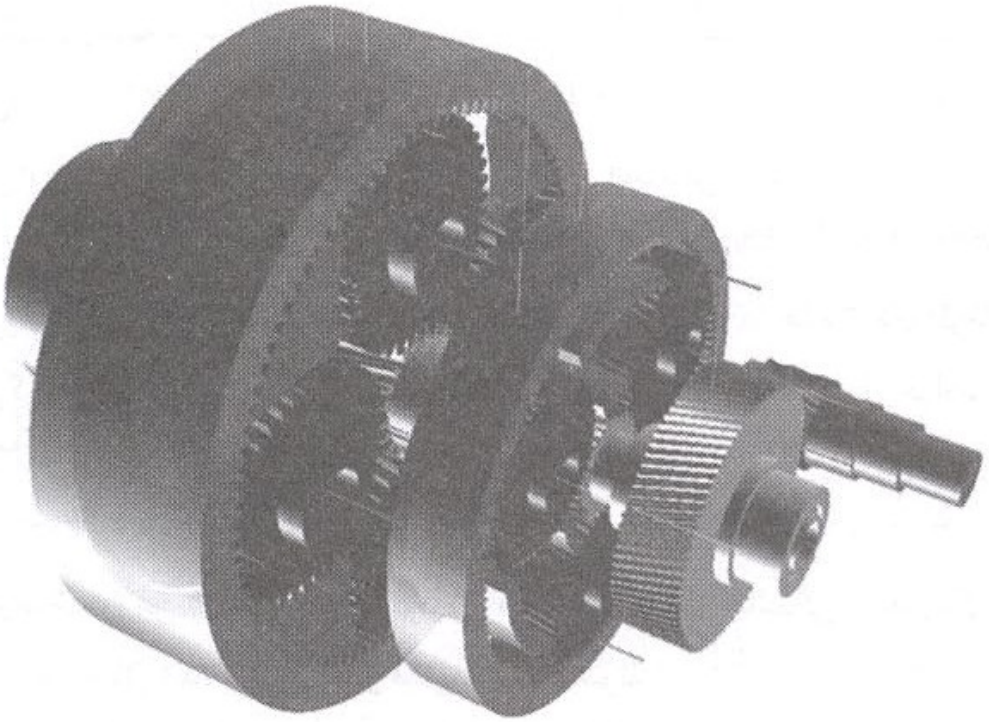
در عمل برای دستیابی به ضرایب دنده بیشتر می‌توان به دو طریق عمل کرد:

۱- کوپلینگ دو و یا چند مجموعه چرخدنده خورشیدی با یکدیگر: می‌توان دو مجموعه چرخدنده خورشیدی ساده که قبلاً شرح داده شده را به صورت سری به یکدیگر متصل نمود. از جمله گیربکس‌هایی که از این نوع سیستم چرخدنده‌ای بهره می‌برند، می‌توان به مجموعه چرخدنده خورشیدی گیربکس هیدراماتیک اشاره نمود که یکی از انواع گیربکس‌های اتوماتیک متداول امروزی است.



شکل (۷-۱۷) گیربکس هیدراماتیک

۲- مجموعه چرخدنده خورشیدی مرکب: راه حل دوم به این‌صورت است که به‌جای استفاده از یک نوع دنده خورشیدی و دنده پینیون، از دو نوع خورشیدی و دنده پینیون با ابعاد مختلف استفاده شود. در این حالت نسبت دنده‌های بیشتر با حجم کمتر نسبت به دو مجموعه چرخدنده خورشیدی سری شده، خواهیم داشت. در شکل (٦-١٨) سیستم چرخدنده خورشیدی مرکب نشان داده شده است.



شکل (۶-۱۸) چرخدنده خورشیدی مرکب

از این جمله می‌توان به گیربکس مجموعه راوینیت (Ravigneat) و گیربکس مجموعه سیمپسون (Simpson) اشاره کرد.

مزایای چرخدنده‌های خورشیدی:

۱- در اندازه کوچک می‌توانند گشتاور زیادی را انتقال دهند.

۲- بدون نیاز به چرخدنده می‌توانند تغییر جهت را ایجاد نمایند.

۳- سر و صدای آن‌ها کمتر بوده و احتمال شکست دندانه‌های آن نسبت به سایر مدل‌ها کمتر است.

٤- می‌توانند نسبت‌های تبدیل دور و گشتاور زیادی داشته باشند.

۶-۳-۳) سیستم هیدرولیکی جعبه دنده اتوماتیک

۶-۳-۳-۱) روغن در گیربکس اتوماتیک (Automatic Transmission Fluid, ATF)

در یک گیربکس اتوماتیک برای کارکرد خودکار آن بایستی عاملی در کل سیستم جاری باشد تا مجموعه به خوبی وظایف خود را انجام دهد. در این سیستم روغن پس از خـــارج شدن از پمپ روغن به قسمت

تصمیم‌گیری که به آن جعبه سوپاپ گفته می‌شود، رفته و از آن‌جا به قسمت‌های مختلف گیربکس ارسال می‌گردد. باید توجه داشت که روغن گیربکس اتوماتیک باید دارای خواص ویژه‌ای باشد تا بتواند در شرایط کارکرد وظایف زیر را انجام دهد:

۱- انتقال قدرت:

نقش اصلی انتقال قدرت در مبدل گشتاور بر عهده ATF بوده و تمام گشتاور موتور تا قفل شدن شفت ورودی با میل‌لنگ، به‌وسیله روغن انتقال می‌یابد.

۲- روغن‌کاری:

به‌منظور کاهش اصطکاک و افزایش عمر سیستم‌های مکانیکی انجام می‌گیرد.

۳- خنک‌کاری:

قطعات داخلی گیربکس‌های اتوماتیک هنگام کار، گرما تولید می‌کنند که عدم انتقال گرما باعث کاهش عمر سیستم می‌گردد و از این رو روغن به کار رفته در این گیربکس‌ها وظیفه تعدیل حرارت و خنک‌کاری قطعات را دارد.

۴- شستشو:

یکی دیگر از وظایف روغن شستشو و پاک کردن اثرات باقی مانده از سائیدگی و خوردگی قطعات است که باید توسط روغن حمل شده و صافی‌ها و فیلترها انباشته شوند.

۵- راه اندازی تجهیزات محرک سیستم:

روغن پس از پمپ شدن توسط پمپ روغن و ورود به جعبه سوپاپ به اجزای مرتبط رسیده و با اعمال انرژی هیدرولیکی به قطعاتی چون سروها، پیستون کلاچ‌ها و انواع سوپاپ‌ها زمینه شروع به کار اتوماتیک سیستم را فراهم می‌کند.

٦- کنترل تعویض دنده:

جریان روغن در سیستم به ترتیب بر حسب طراحی و فرمانی که از سوپاپ‌های کنترل جعبه سوپاپ دریافت می‌شود به سوئیچینگ‌های تعویض دنده رسیده و فشار هیدرولیکی به کلاچ‌های مربوط به هر ضریب دنده وارد شده و نسبت دنده مورد نظر حاصل می‌گردد.

هر جعبه دنده با توجه به طراحی آن به یک نوع روغن با ضریب اصطکاک مخصوص (نیرویی برای توقف و یا جلوگیری از حرکت بین دو جسم مجاور هم که به صفحات کلاچ و باند مربوط است) به خود نیاز دارد، تا وظایف جعبه دنده را به خوبی انجام دهد.

تنها باید از روغن‌هایی استفاده نمود که توسط کارخانه تعیین گردیده است و در جدول زیر شرکت‌ها و نوع روغن‌های پیشنهادی شرکت‌ها معرفی شده است:

جدول ۶-۱: روغن گیربکس توصیه شده توسط شرکت های سازنده

شرکت‌ها	نوع روغن مصرفی در گیربکس
American motor	Dexron یا AQ-A
Chrysler	Dexron یا AQ-A
Ford	M2c33D – typeF
General motor	Dexron

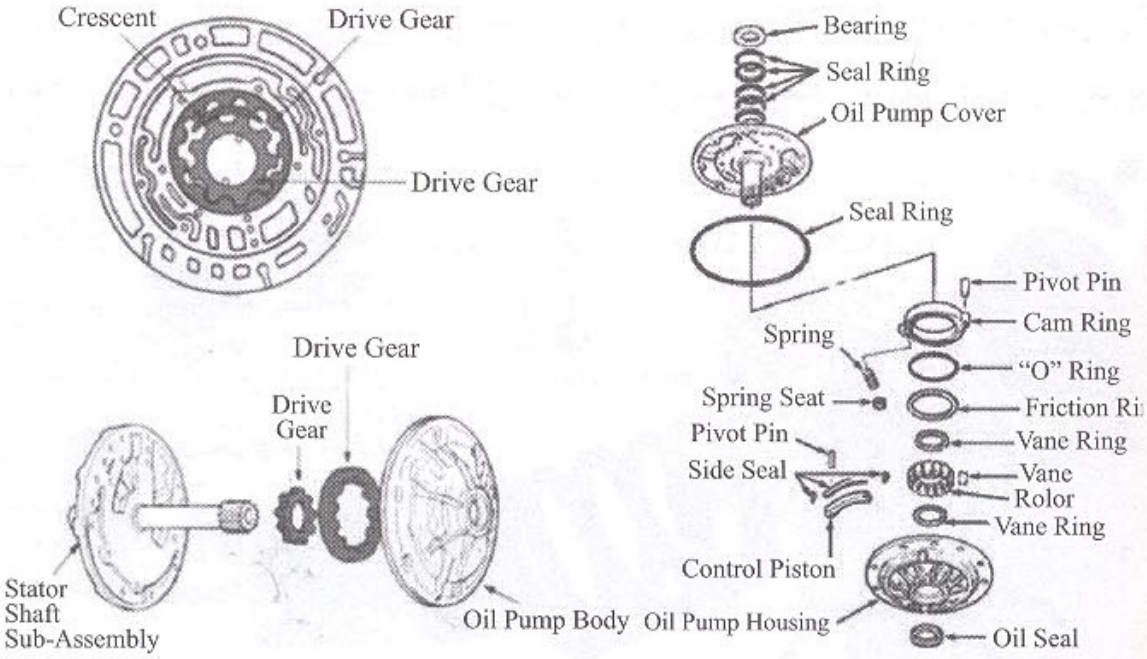
سیستم هیدرولیکی جعبه دنده اتوماتیک شامل پمپ روغن، فیلتر روغن، آکومولاتور و سیستم کنترلی (سوپاپ‌ها) می‌باشد.

۶-۳-۳-۲) پمپ روغن در گیربکس اتوماتیک

در جعبه دنده‌های اتوماتیک از دو نوع پمپ دوار برای تولید جریان و ایجاد فشار در مدار هیدرولیکی استفاده می‌شود: دنده‌ای و روتوری.

پمپ دنده‌ای و روتوری، پمپ با جابه‌جایی مثبت یا جابه‌جایی ثابت نامیده می‌شوند، زیرا حجم روغن پمپ شده در هر دور گردش پمپ ثابت می‌ماند. اما پمپ‌های پره‌ای که در گیربکس‌های مدرن‌تر به‌کار می‌روند. پمپ با جابه‌جایی متغیر نامیده می‌شوند زیرا مقدار روغن پمپ شده به ازای هر دور گردش می‌تواند تغییر کند و خروجی پمپ به طور اتوماتیک براساس نیاز گیربکس به روغن تنظیم می‌شود.

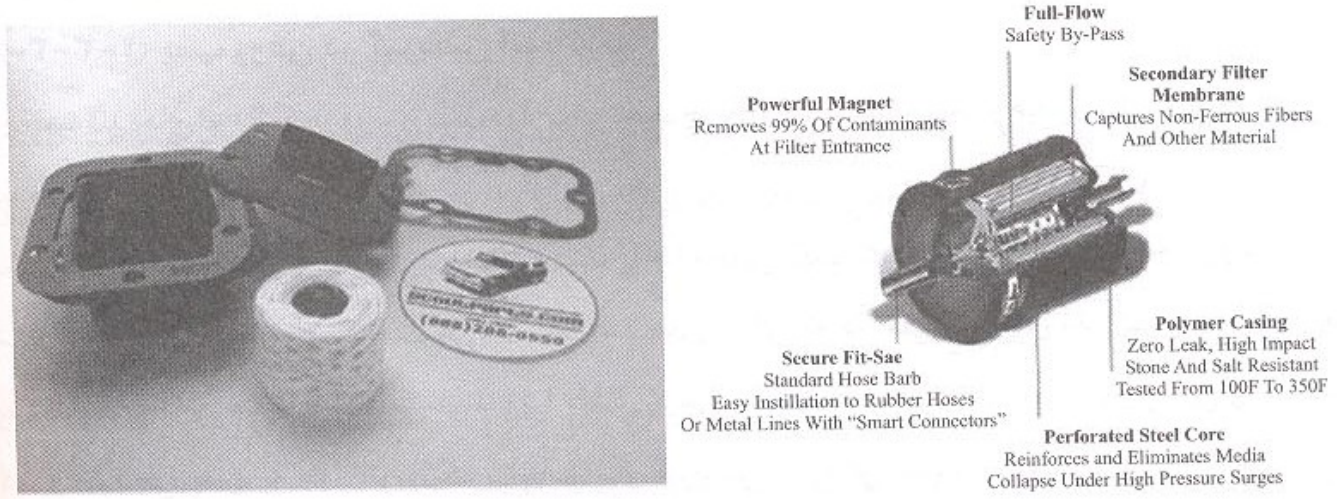
پمپ معمولاً در درپوش گیربکس قرار گرفته و توسط مبدل گشتاور به حرکت درمی‌آید. پمپ، روغن را از مخزن پایین گیربکس (کارتر) گرفته و مدار هیدرولیکی، کولر گیربکس و مبدل گشتاور را تغذیه می‌کند.



شکل (۶-۱۹) پمپ سیستم هیدرولیک

۶-۳-۳-۳) فیلترهای روغن

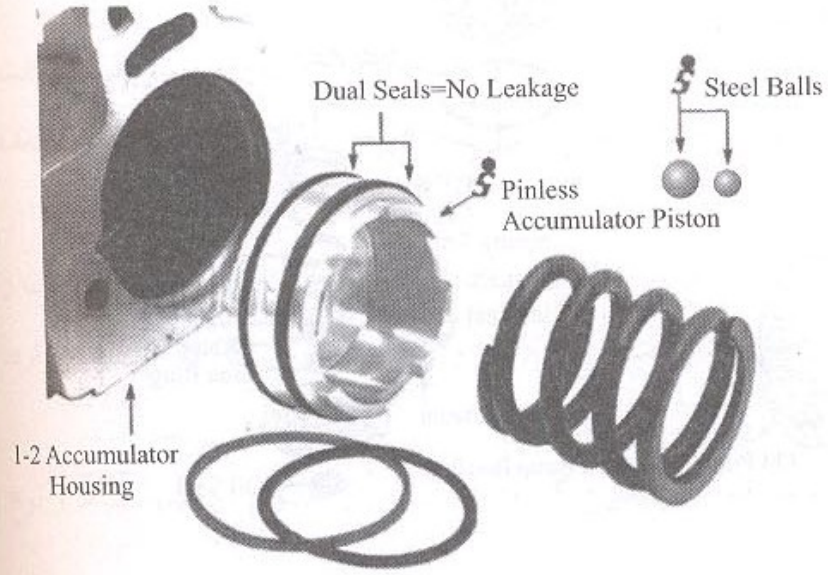
فیلتر در ورودی پمپ نصب می‌گردد تا روغن را تصفیه کرده و هرگونه ذرات خارجی اعم از فلزی یا غیرفلزی را جذب نماید تا از سایش پمپ، یاتاقان‌ها، بوش‌ها و مسیر دنده‌ها جلوگیری کند. معمولاً از سه نوع فیلتر سطحی، عمقی و کاغذی استفاده می‌شود. فیلتر سطحی ذرات خارجی را روی سطح خود جذب و تصفیه می‌کند. بعضی از تولیدکنندگان برای افزایش ظرفیت جذب مواد ناخالص از فیلتر کاغذی استفاده می‌کنند. فیلتر عمقی نیز که به صورت ضخیم‌تر می‌باشد، از عبور ذرات خارجی از فیلتر ممانعت می‌کند و نسبت به دو نوع قبلی، ظرفیت فیلتراسیون بالاتری دارد.



شکل (۶-۲۰) فیلتر روغن

۶-۳-۳-۴) آکومولاتور

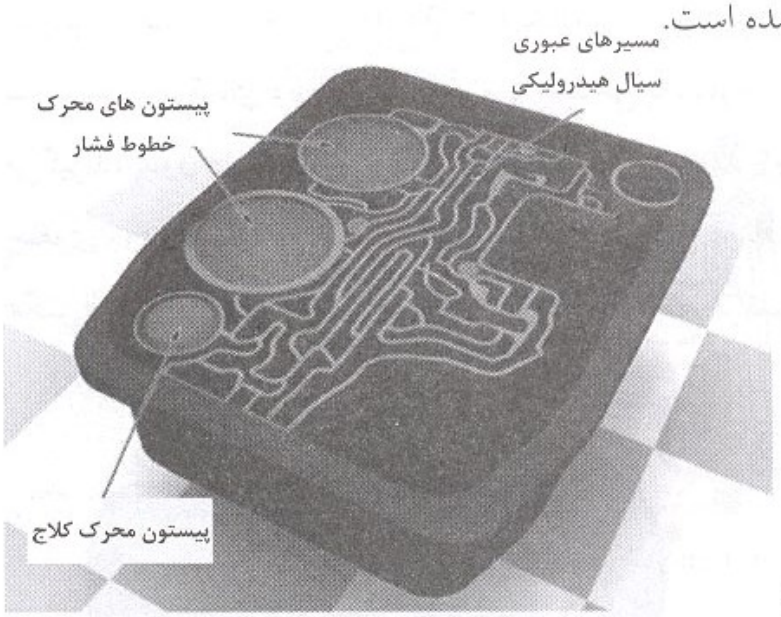
آکومولاتور یک نوع ارتعاش‌گیر هیدرولیکی است که باعث می‌شود کلاچ‌ها و باندها به نرمی درگیر یا رها شوند. تا علاوه بر تعویض نرم و آرام دنده‌ها از آسیب دیدگی سوپاپ‌های تعویض دنده نیز جلوگیری شود، زیرا تغییر جهت سریع روغن باعث افزایش ناگهانی فشار خطی در مدار بین کلاچ و سوپاپ‌های تعویض دنده می‌شود. آکومولاتور در این فشارهای ناگهانی از طریق انحراف موقت بخشی از روغن در یک مدار به مدار با محفظه‌ای مجزا آن را ملایم می‌کند.



شکل (۶-۲۱) آکومولاتور

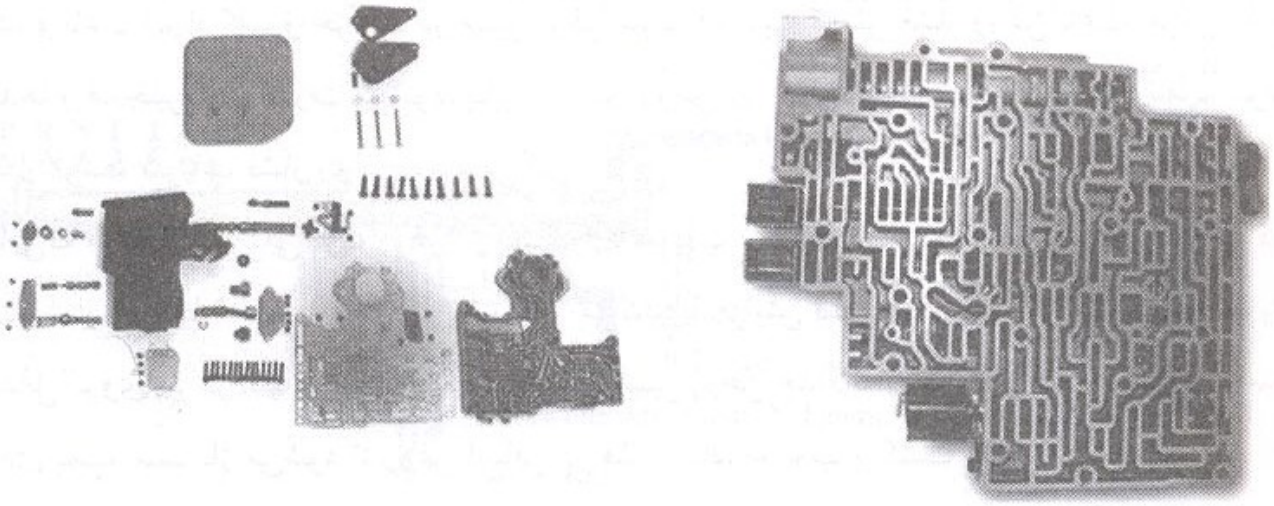
۶-۳-۳-۵) سیستم کنترل هیدرولیک – سوپاپ‌ها

جعبه دنده‌های اتوماتیک دارای یک سیستم کنترل هیدرولیک بوده که اولاً جعبه دنده را به منظور تعویض دنده‌ها در محدوده‌های معین کنترل کرده و ثانیاً سبب ارتباط راننده با جعبه دنده می‌شود تا با تعیین وضعیت دستی، محدوده کاری گیربکس را معین نماید. این سیستم از تعداد نسبتاً زیادی سوپاپ و پیستون که در داخل کانال‌های روغن قرار گرفته‌اند تشکیل شده است.



شکل (۷-۲۲) جعبه سوپاپ و پیستون های محرک

در حالت کلی جعبه سوپاپ‌ها به دو دسته مکانیکی و نیمه الکتریکی تقسیم می‌شوند. با توجه به این‌که جعبه سوپاپ‌ها از چه نوعی باشند، حسگر و عملگرهای آن‌ها متفاوت خواهد بود. جعبه سوپاپ مکانیکی در مدل‌های قدیمی‌تر استفاده می‌شد که در آن تمام کارها به‌صورت مکانیکی انجام می‌شد. از سنسورهای مورد استفاده در این حالت می‌توان به سنسور گاورنر گاز اشاره کرد. با توجه به پیشرفت‌های چشمگیر در صنعت الکترونیک و بهره‌مندی از ECU در خودروها امکان استفاده از علم الکترونیک در گیربکس‌های اتوماتیک فراهم شد. بدین ترتیب امکان بهره‌مندی از کلاچ و باندهای بیشتر و افزایش تعداد نسبت دنده‌ها فراهم گردید. در این حالت با توجه به افزایش تعداد سوپاپ‌ها و عملگرها به علت الکترونیکی شدن سیستم، وزن گیربکس افزایش پیدا نمی‌کند.

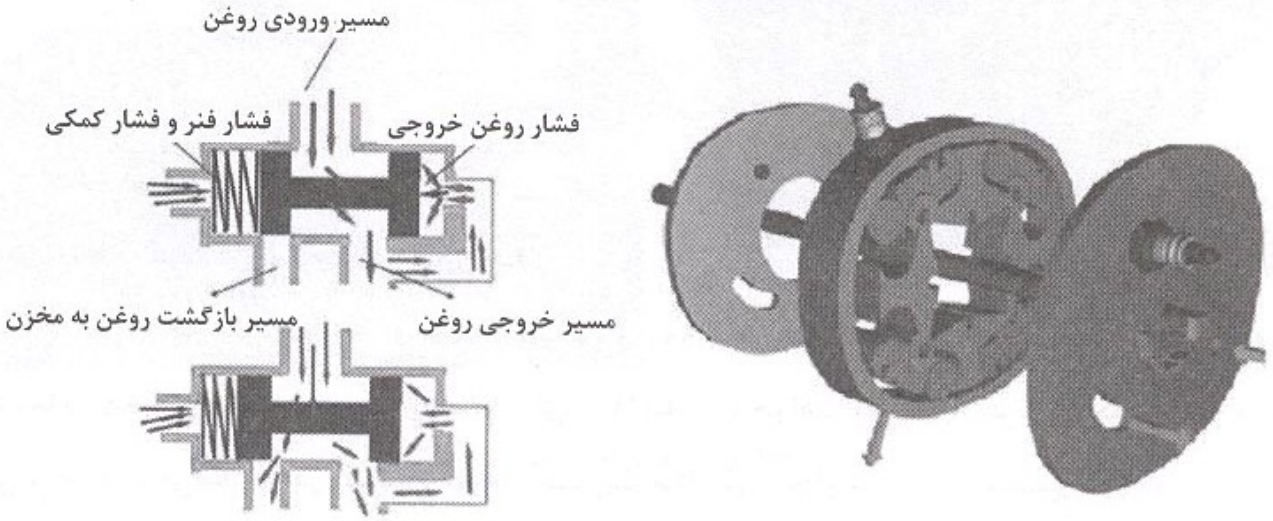


شکل (۷-۲۳) جعبه سوپاپ الکتریکی و مکانیکی

از سنسورهای مورد استفاده در سیستم نیمه الکترونیکی می‌توان به سنسور دور شفت ورودی گیربکس (سنسور دور توربین)، سنسور دور شفت خروجی گیربکس، سنسور دمای گیربکس و تعدادی سنسور فشار روغن اشاره کرد.

سوپاپ‌های مورد استفاده در گیربکس‌های اتوماتیک معمولاً از نوع سوپاپ‌های قرقره‌ای می‌باشند. این سوپاپ‌ها همچنان که در شکل (٦-٢٤) نشان داده شده‌اند مشابه قرقره نخ می‌باشند.

سوپاپ‌های قرقره‌ای دارای چند شیار و برجستگی یا سطوح یاتاقانی می‌باشند که وقتی در راهنمای خود قرار می‌گیرند، بدون نشتی طولی بوده و طوری طراحی شده‌اند که به‌راحتی حرکت طولی داشته باشند. شیارهای حلقوی روی سوپاپ‌ها به منظور مسیرهای عبور روغن در نظرگرفته شده اند. سطوح پیشانی سوپاپ، سطوح عکس‌العملی یا سطوح فشار نامیده می‌شوند که باعث حرکت و جابه‌جایی سوپاپ‌ها می‌گردند.

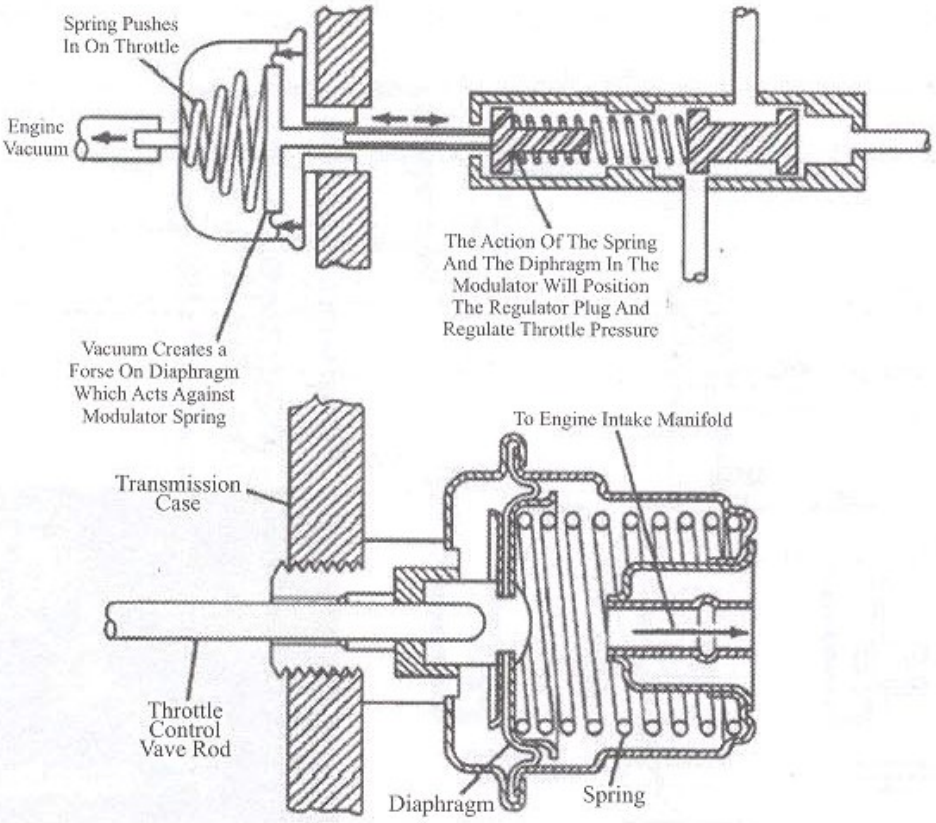


شکل (۶-۲۴) سوپاپ قرقره‌ای

از جمله سوپاپ‌های به‌کار رفته در گیربکس می‌توان به سوپاپ تنظیم فشار، سوپاپ دستی، سوپاپ گاورنر، سوپاپ گاز و سوپاپ‌های تعویض اشاره کرد.

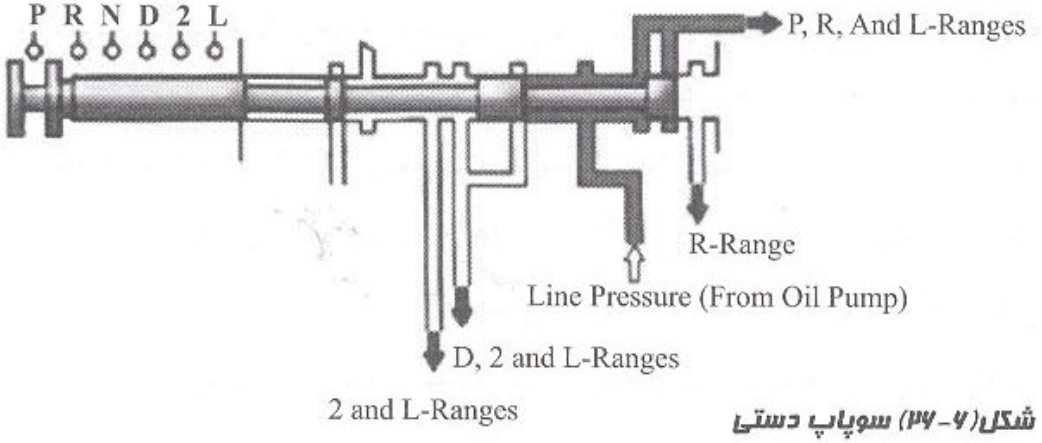
۱- سوپاپ تنظیم فشار (رگلاتور): با افزایش فشار روغن احتمال دارد که به قطعات گیربکس آسیب جدی رسیده و باعث ایجاد کف و حرارت در مسیر روغن شود. همچنین کاهش فشار روغن باعث لغزش کلاچ‌ها و باندها و همچنین افت قدرت می‌شود، بنابراین فشار روغن در جعبه دنده‌های اتوماتیک باید تنظیم شود که این کار توسط سوپاپ فشار روغن انجام می‌گیرد.

هنگامی‌که موتور روشن می‌شود، روغن از پمپ وارد سوپاپ می‌شود. در ابتدا روغن مستقیماً برای پر کردن مبدل گشتاور و خط اصلی از روی سوپاپ عبور می‌کند. با افزایش فشار هیدرولیکی از یک انتهای سوپاپ، در مقابل نیروی فنر در انتهای دیگر اثر می‌کند و یک مسیر روغن جداگانه‌ای که برای تعدیل فشار و به سمت ورودی پمپ است باز می‌شود تا روغن اضافی در فشار زیاد، به پمپ برگشت کند.



Modulator Regulating Throttle Pressure

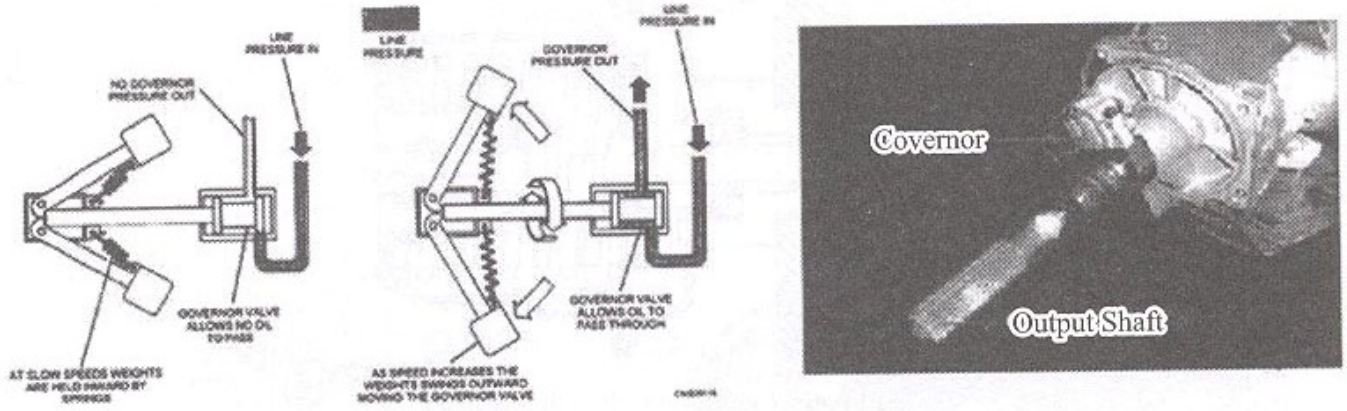
۲- سوپاپ دستی: سوپاپ دستی از طریق اهرم‌های رابط انتخاب دنده، مسیر روغن به کلاچ‌ها، باندها و سوپاپ‌های تعویض را برای کلیه دنده‌های حرکت به جلو و همچنین عقب کنترل می‌کند. روغن خروجی پمپ از طریق سوپاپ تعدیل فشار به سوپاپ دستی منتقل می‌گردد و این سوپاپ به صورت مکانیکی و از طریق اتصالات اهرم تعیین وضعیت توسط راننده، فعال می‌گردد. سوپاپ دستی جزء سوپاپ‌های قرقره‌ای می‌باشد که می‌تواند با حرکت خود چندین مسیر را باز و چند مسیر دیگر را مسدود کند. وقتی سوپاپ دستی در وضعیت پارک و یا خلاص قرار می‌گیرد، در بعضی از جعبه دنده‌ها، مسیر روغن از طریق سوپاپ دستی مسدود می‌گردد و در بعضی از جعبه دنده‌ها نیز یک مسیر فشار روغن به سوپاپ دریچه گاز در وضعیت خلاص نیز ارسال می‌گردد تا با جابه‌جا شدن اهرم تعویض دنده به وضعیت حرکت مستقیم (D) یا دنده عقب (R)، مدار سیستم دریچه گاز آماده به کار باشد.



شکل(۷-۳۷) سوپاپ دستی

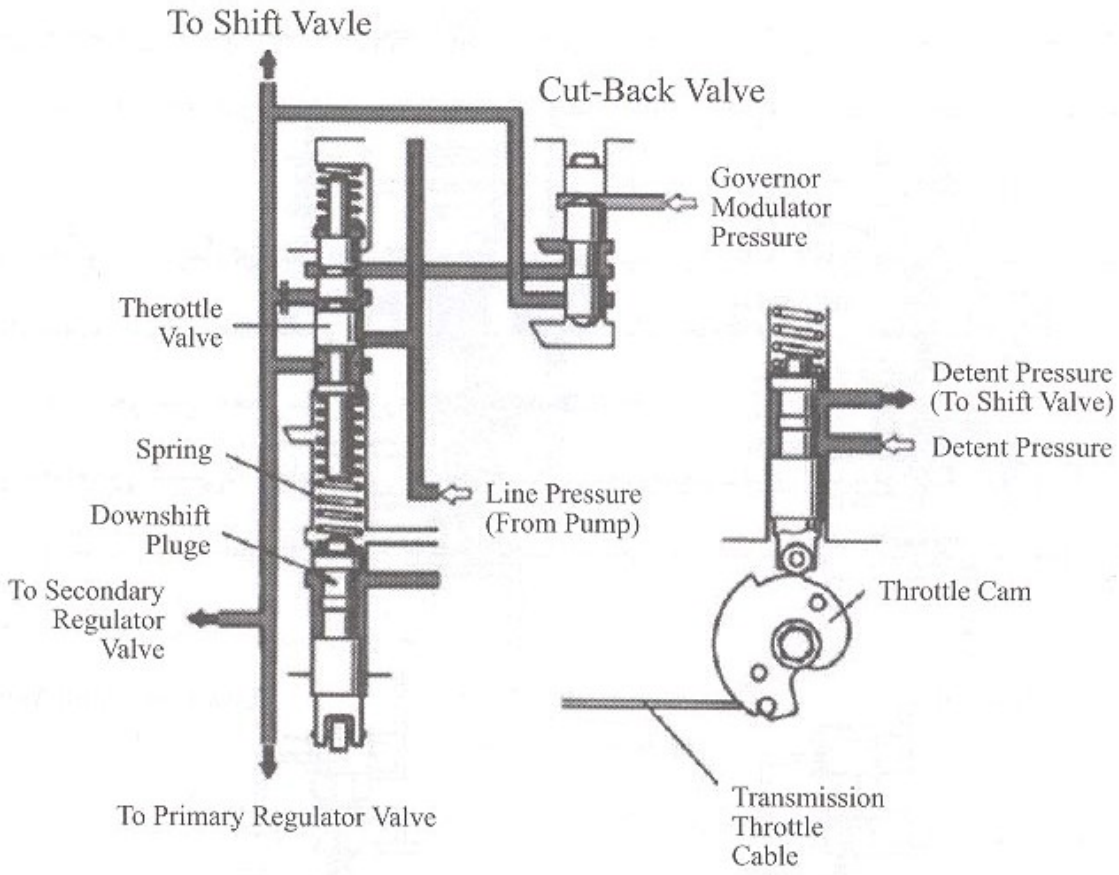
۳- سوپاپ گاورنر: گاورنر روی محور خروجی نصب می‌گردد و از دو وزنه، دو عدد فنر و یک سوپاپ قرقره‌ای تشکیل شده است. سوپاپ گاورنر ایجاد یک سیگنال فشار می‌کند که متناسب با سرعت خودرو می‌باشد و باعث جابه‌جایی سوپاپ‌های تعویض به حالت تعویض مستقیم می‌شوند. هنگامی‌که خودرو ایستاده است، فشار گاورنر صفر است.

با شروع حرکت خودرو، محور خروجی گیربکس، گاورنر را می‌چرخاند و در اثر نیروی گریز از مرکز وزنه‌ها به‌سمت خارج حرکت کرده و محفظه سوپاپ جابه‌جا شده و اجازه عبور روغن را می‌دهد.



شکل (۲۷-۷) شکل شماتیک و واقعی سوپاپ گاورنر

۴- سوپاپ گاز: سوپاپ دریچه گاز که در بعضی از جعبه دنده‌ها استفاده می‌شود شامل یک سوپاپ قرقره‌ای فنر و پیستون می‌باشد که در مقابل نیروی پدال گاز عمل می‌کند. وقتی‌که دریچه گاز باز و بسته می‌شود، اهرم سوپاپ دریچه گاز نیز جابه‌جا می‌گردد. هر چقدر دریچه گاز را بیشتر فشار دهیم، سوپاپ قرقره‌ای بیشتر حرکت کرده و فشار گاز نیز بیشتر می‌شود. در بعضی از گیربکس‌های اتوماتیک به جای سوپاپ گاز مکانیکی از سوپاپ گاز خلائی (پنوماتیکی) استفاده می‌شود. عملکرد این سوپاپ همانند سوپاپ گاز مکانیکی است با این تفاوت که به جای سیم گاز از یک کپسول خلائی که از طریق یک لوله خلائی به مانیفولد هوا متصل است استفاده می‌کند و با توجه به وضعیت دریچه گاز، بار و دور موتور باعث جابه‌جایی سوپاپ می‌شود.



شکل (۷-۲۸) سوپاپ گاز

۵- سوپاپ‌های تعویض (Shift Valves): در سیستم‌های کنترل هیدرولیک سوپاپ‌هایی وجود دارند که بعد از انتخاب دستی وضعیت D و افزایش سرعت خودرو، به کار افتاده و به صورت اتوماتیک قطع و وصل کلاچ‌ها و باندها سبب تعویض دنده‌ها می‌شوند، این سوپاپ‌ها را سوپاپ‌های تعویض دنده یا سوئیچینگ می‌گویند.

این سوپاپ‌ها از دو جهت تحت تاثیر فشار روغن قرار دارند، یکی فشار روغن ارسالی از سوپاپ گاورنر که بسته به میزان سرعت خودرو کم و زیاد می‌شود و دیگری فشار روغن ارسالی از سوپاپ گاز که بسته به میزان باز بودن دریچه گاز و گشتاور موتور دارد. با شتاب‌گیری و سرعت گرفتن خودرو، فشار گاورنر به تدریج افزایش می‌یابد تا نیروی وارد بر سوپاپ تعویض بیشتر از نیروی فنر و نیروی ناشی از فشار سیستم دریچه گاز گردد، در این حالت سوپاپ تعویض جابجا شده و مدار روغن وسایل درگیر شونده باز می‌شود تا تعویض دنده انجام شود.

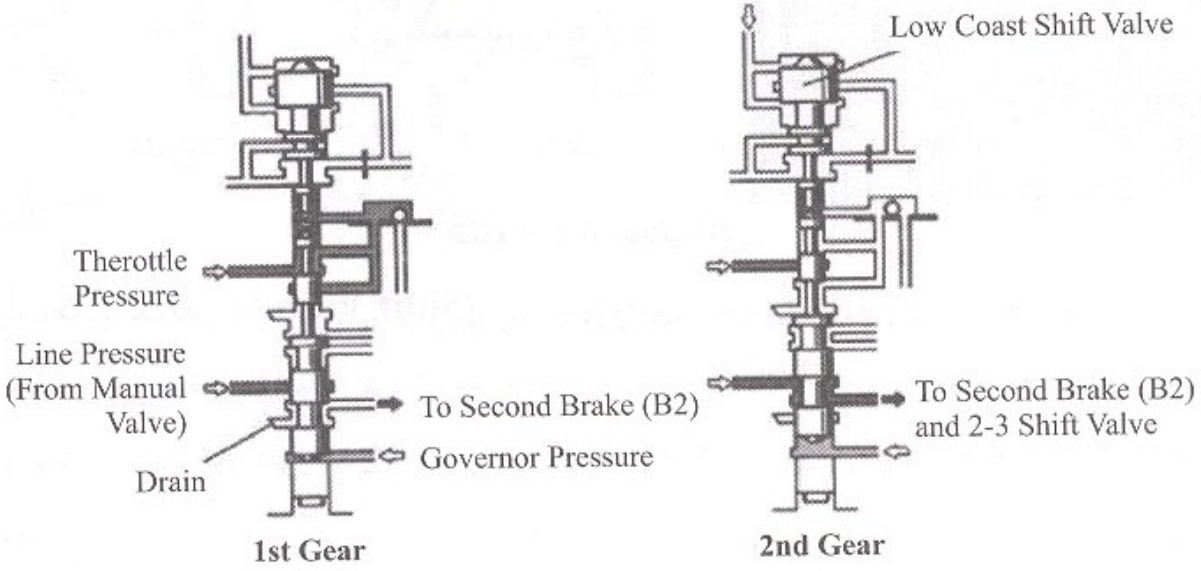
تعداد سوپاپ‌های تعویض دنده به تعداد درایور گیربکس بستگی دارد، مثلاً در یک گیربکس ٤ دنده، سه سوپاپ تعویض دنده وجود دارد؛ سوپاپ تعویض ۱ به ۲، سوپاپ تعویض ۲ به ۳ و سوپاپ تعویض ۳ به ٤. سوپاپ‌های تعویض دنده در چهار حالت تعویض معکوس (کاهش دنده) انجام می‌دهند:

الف- تعویض معکوس در حالت سریدن: معمولاً وقتی که راننده پا را از روی پدال گاز بردارد، اتومبیل سرعتش کم می‌شود و متوقف می‌گردد. همزمان فشار گاورنر کم شده و تعویض معکوس صورت می‌گیرد.

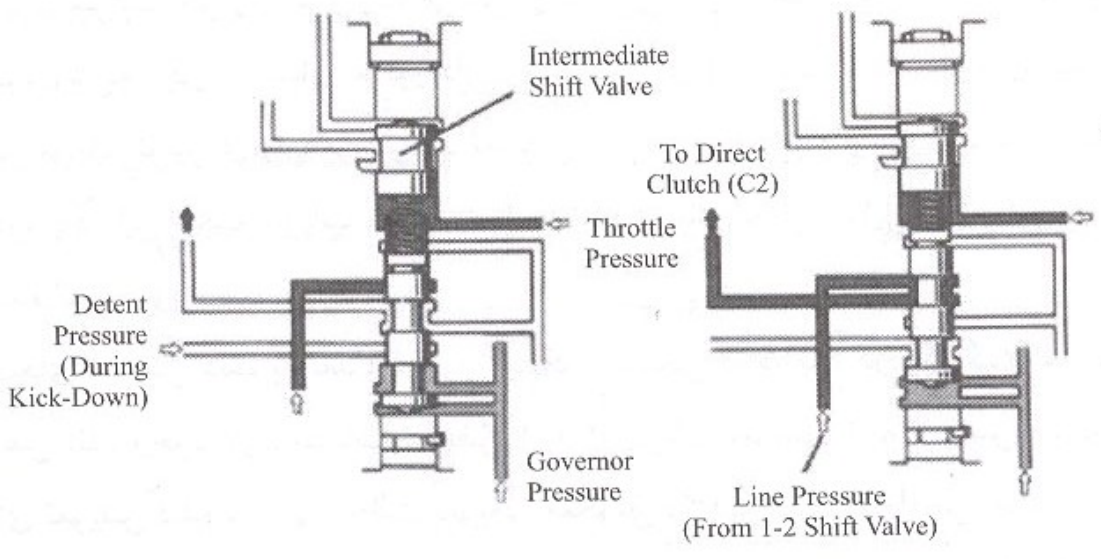
ب- تعویض معکوس با باز شدن دریچه گاز: وقتی دریچه گاز کمی باز شود و اتومبیل آهسته شتاب بگیرد فشار سیستم دریچه گاز توام با نیروی فنر بر فشار گاورنر غلبه می‌کند و تعویض معکوس صورت می‌گیرد.

ج- تعویض معکوس اجباری: در حالت تمام گاز، سوپاپ بازدارنده عمل نموده و فشار روغن از طریق سوپاپ بازدارنده به سوپاپ تعویض ارسال می‌گردد. این فشار با نیروی فنر جمع شده و می‌تواند بر فشار گاورنر غلبه کند و تعویض معکوس صورت می‌گیرد.

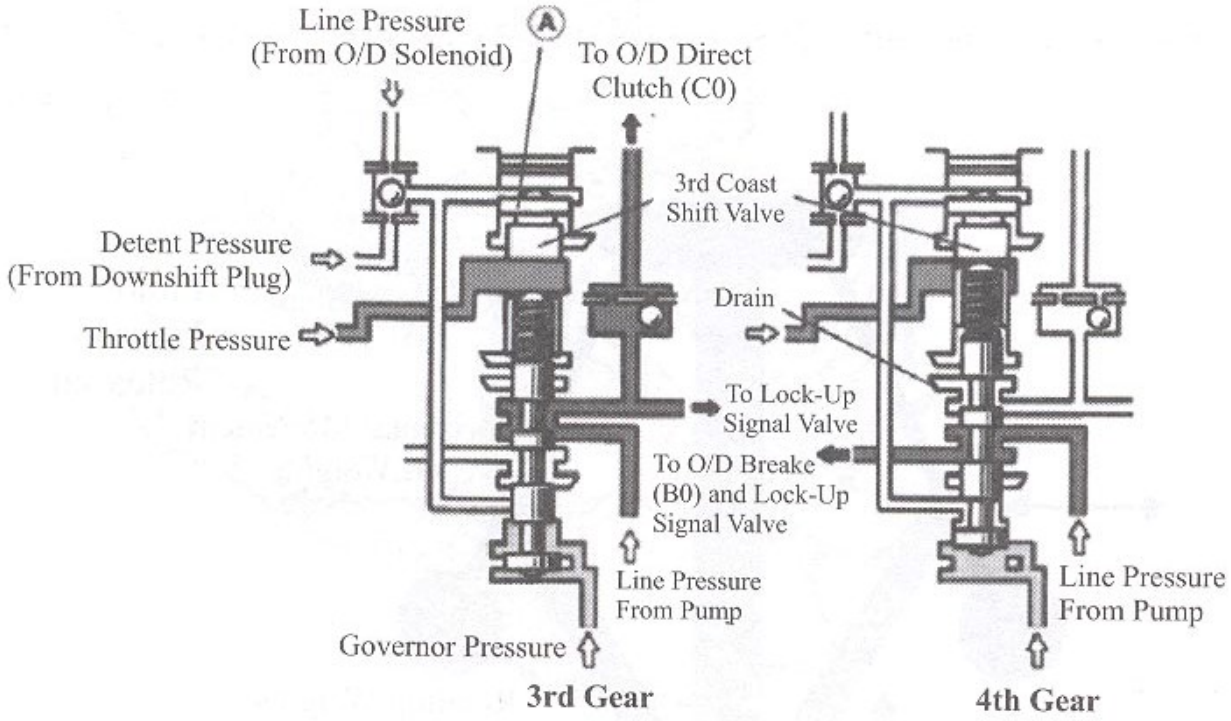
د- تعویض معکوس دستی: جابه‌جایی اهرم تعویض به وضعیت‌های دنده یک دستی و یا دنده‌ی دوی دستی باعث می‌گردد که فشار روغن به سطح عکس‌العملی در مقابل فشار گاورنر اثر نموده و تعویض معکوس صورت گیرد.



۱) تعویض دنده ۱ به ۲



۲) تعویض دنده ۲ به ۳



۳) تعویض دنده ۳ به ۴

شکل (۶-۳۹) سوپاپ تعویض دنده

۶- سوپاپ اکومولاتور: یک مخزن فنردار است که روغن در آن تحت فشار ذخیره می‌شود. این سوپاپ وظایف مختلفی دارد و از آن جمله می‌توان به تامین فشار هنگام تعویض دنده اشاره کرد تا با افت فشار مواجه نشویم.

۷- سوپاپ تایمنگ: این سوپاپ کمک به خلاص شدن سوپاپ تعویض دنده قبلی و درگیری دنده جدید است و در واقع زمان مناسب این تعویض دنده را تنظیم می‌کند.

۶- ۳- ۳- ۶) فشارهای هیدرولیکی اصلی در گیربکسی اتوماتیک

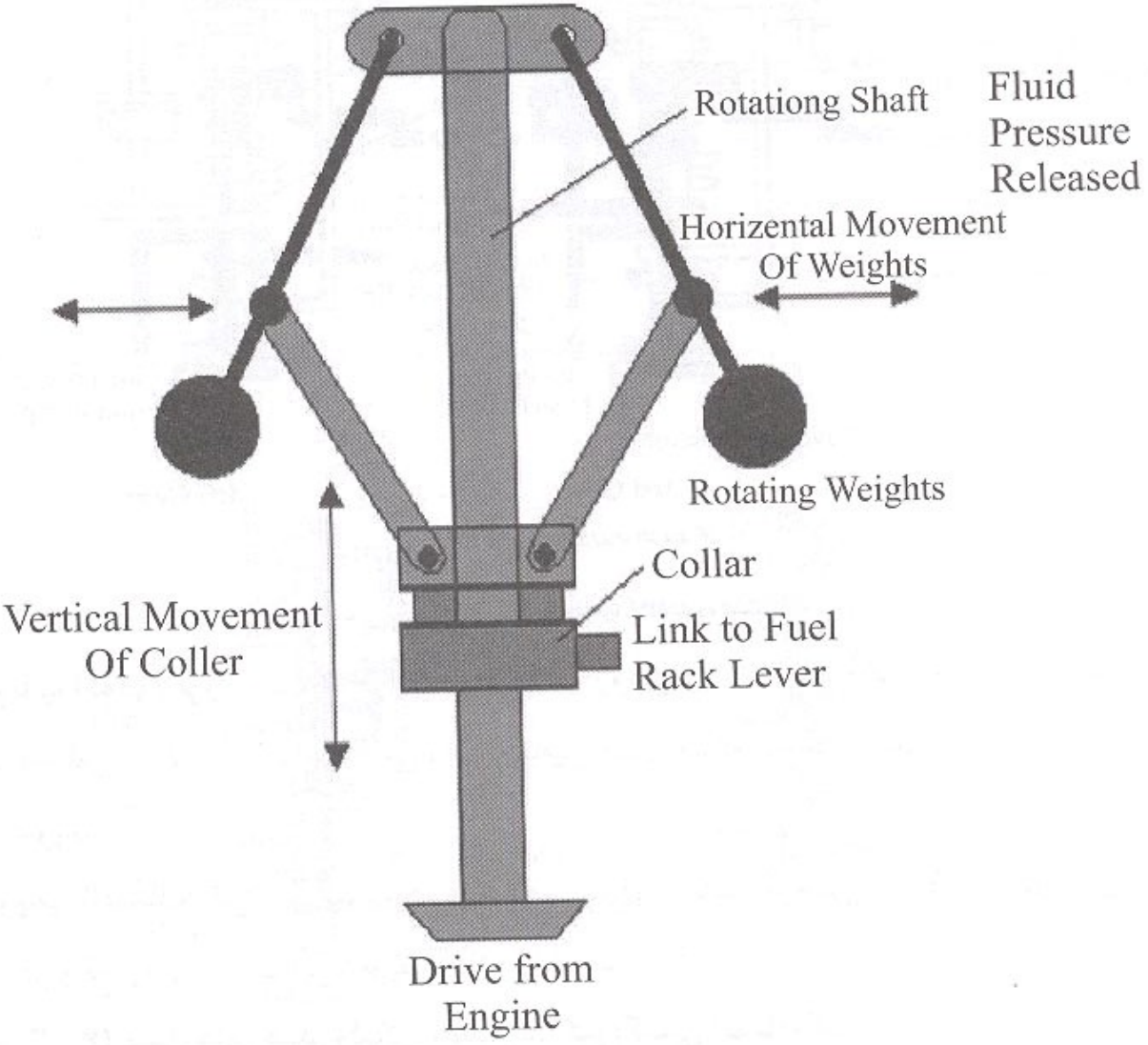
در یک گیربکس اتوماتیک سه نوع فشار هیدرولیکی وجود دارد که عبارتنداز: فشار خط اصلی، فشار گاز و فشار گاورنر که بسته به شرایط مختلف، این فشارها باید توسط سوپاپ‌های مختلف کنترل (تنظیم) شوند.

۱- فشار خط اصلی: این فشار به‌وسیله پمپ به وجود می‌آید و به وسیله سوپاپ رگلاتور (تنظیم فشار) در خروجی پمپ کنترل می‌شود. فشار خط اصلی برای راه‌اندازی کلاچ‌ها و سروها، که عضوهای مختلف مجموعه دنده سیاره‌ای را ترمز می‌کنند، به کار می‌رود و از این طریق نسبت دنده‌های مختلف و تعویض اتوماتیک دنده فراهم می‌شود. فشار اصلی به جز این، تمام فشارهای دیگر گیربکس را نیز تامین می‌کند.

۲- فشار گاز: یک فشار هیدرولیکی است که مقدار آن با زیاد شدن بار موتور یا افزایش باز بودن دریچه گاز افزایش می‌یابد. فشار گاز نیز از فشار خط اصلی حاصل می‌شود.

۳- فشار گاورنر: یک فشار هیدرولیکی است که مقدار آن با زیاد شدن سرعت خودرو افزایش می‌یابد. این فشار از خط اصلی به وجود می‌آید و در یک سوپاپ که به صورت گریز از مرکز کار می‌کند و توسط محور

خروجی گیربکس می‌چرخد، کنترل می‌شود. فشار گاورنر در تعامل با فشار گاز برای کنترل نقاط تعویض دنده به کار می‌رود.

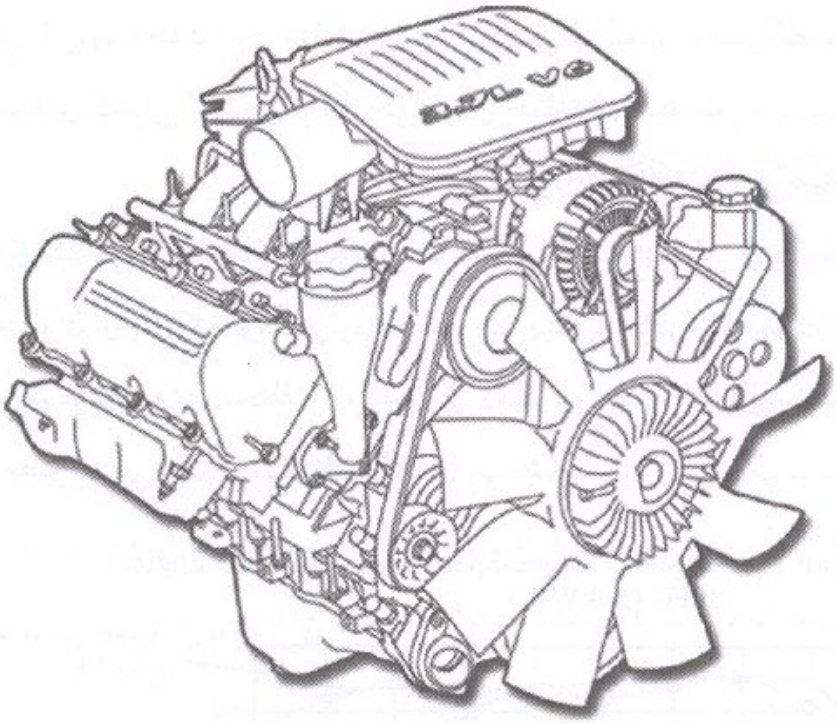


شکل (۶-۳۰) عملکرد سوپاپ گاورنر و تامین فشارگاورنر

۶-۳-۴) مدارات خنک کننده یا کولر روغن

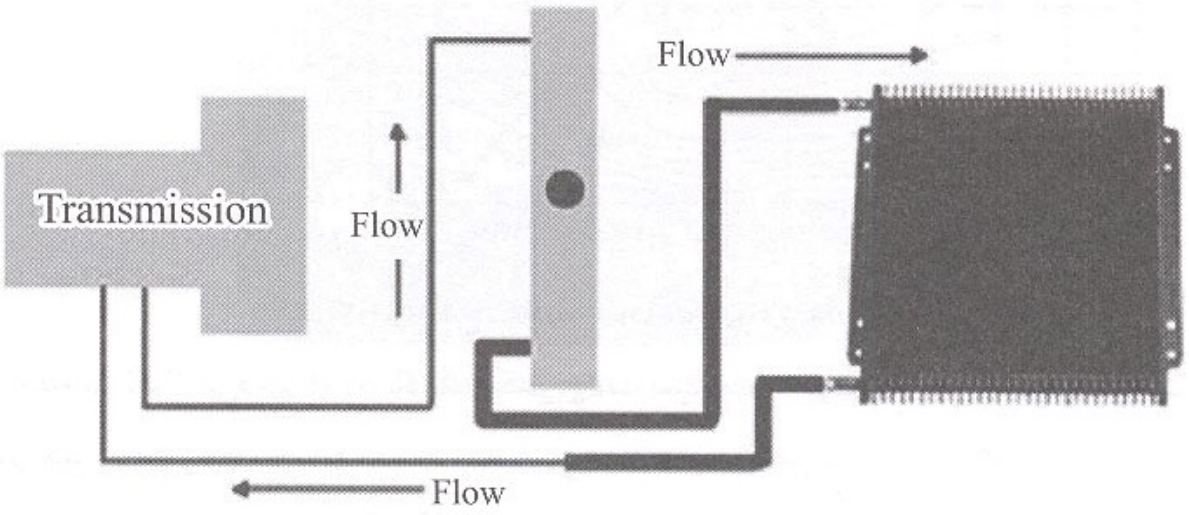
با توجه به وظایف گفته شده در مورد روغن، پر واضح است که روغن گیربکس اتوماتیک در حین کارکرد دارای دمای بالایی است که حتی در اتومبیل‌های پرقدرت دمای آن به مقداری بالاتر از دمای کارکرد موتور می‌رسد. به همین دلیل برای جلوگیری از استهلاک گیربکس و نیز حفظ خواص روغن، بایستی این روغن را خنک نمود. سیستم خنک کننده گیربکس اتوماتیک دوگونه می‌باشد.

۱- سیستم خنک کننده هوا: این سیستم مانند موتورهای هوا خنک عمل می‌کند، به طوری که تعدیل گرمای روغن گیربکس توسط پره‌های تعبیه شده بر روی بدنه دستگاه مبدل گشتاور صورت می‌پذیرد. این روش برای موتورهای ضعیف‌تر به کار می‌رود.



شکل (۶-۳۱) خنک کاری با هوا

۲- سیستم خنک کننده آبی: در این سیستم رادیاتور روغن در داخل رادیاتور آب موتور قرار می‌گیرد و توسط آن خنک می‌شود. در برخی مدل‌ها نیز جریان آب سیستم خنک کننده موتور به دور رادیاتور روغن که بر روی گیربکس نصب شده است چرخش نموده و روغن آن را خنک‌کاری می‌کند.



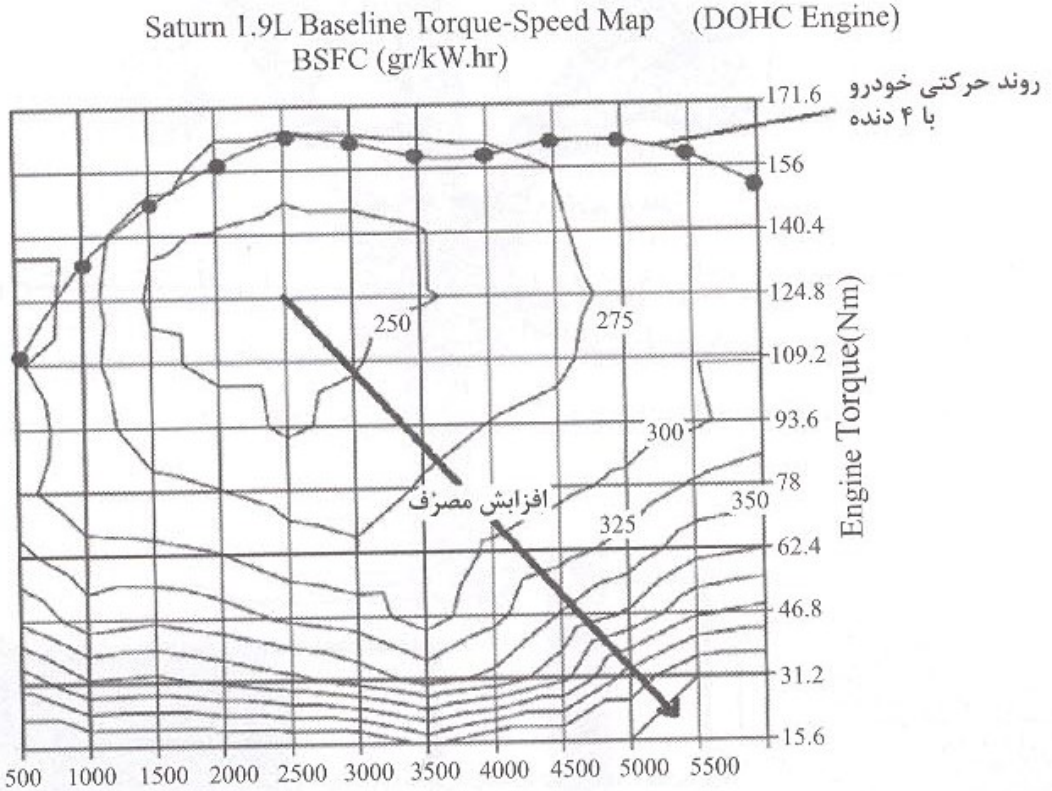
شکل (۶-۳۲) خنک کاری آبی گیربکس اتوماتیک

۶-۴) آینده گیربکس‌های اتوماتیک

گیربکس‌های اتوماتیک از زمان اختراع تاکنون همواره در حال توسعه بوده‌اند. در یک گیربکس اتوماتیک هرچه تعداد نسبت دنده‌ها بیشتر گردد مطلوب‌تر است، بنابراین بایستی تا جایی که ممکن است تعداد دنده‌ها را در گیربکس اتوماتیک افزایش داد.

محدودیتی که در این‌جا وجود دارد افزایش وزن گیربکس به علت افزایش تعداد چرخدنده‌های خورشیدی و کلاچ‌ها و ترمزهای کنترلی است. پس طرحی موفق خواهد بود که بتواند بدون افزایش وزن، تعداد دنده‌ها را افزایش دهد.

افزایش تعداد دنده‌ها علاوه بر عملکرد روان‌تر، در صورت عدم افزایش وزن، باعث کاهش مصرف سوخت می‌گردد، زیرا می‌توان از حداکثر توان موتور به صورت بهینه بهره گرفت. نمودار شکل (۶-۳۳) روند مصرف سوخت در دور و گشتاورهای مختلف را نشان می‌دهد. هر کانتور دارای مصرف سوخت یکسانی بوده و کمترین کانتور مصرف سوخت (250gr/kw.hr) می‌باشد.



شکل (۶-۳۳) کانتور مصرف سوخت و جایگاه خودرو با ۴ دنده

نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که در یک گیربکس هشت سرعته، ۲۲ درصد کاهش مصرف سوخت نسبت به یک گیربکس سه سرعته وجود دارد.

به‌طور کلی اهداف زیر در توسعه گیربکس‌های اتوماتیک دنبال می‌شود:

۱- چرخدنده‌های بیشتر (افزایش نسبت دنده) بدون افزایش وزن

۲- افزایش شتاب به همراه کاهش مصرف سوخت

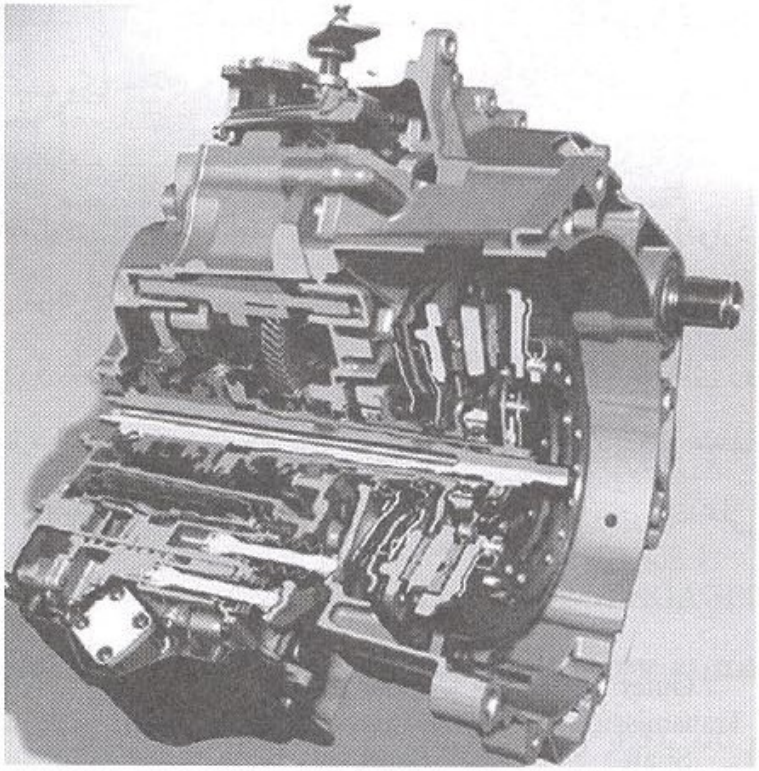
۳- گشتاور بیشتر بدون افزایش هزینه

بدین منظور گیربکس شش سرعته در سال ۲۰۰۲ میلادی ارائه شده و به دنبال آن در سال ۲۰۰۸ گیربکس‌های هشت سرعته معرفی شده و در سال ۲۰۰۹ به صورت گسترده مورد استقبال خودروسازان قرار گرفتند.

هم اکنون شرکت هایی مانند ZF آلمان و AISIN ژاپن در این زمینه کار کرده و گیربکس‌های اتوماتیک هشت سرعته را بر روی خودروهایی مانند Audio و BMW و . . . استفاده می‌کنند.

۶-۵) گیربکس نیمه اتوماتیک (کلاچ دوگانه)

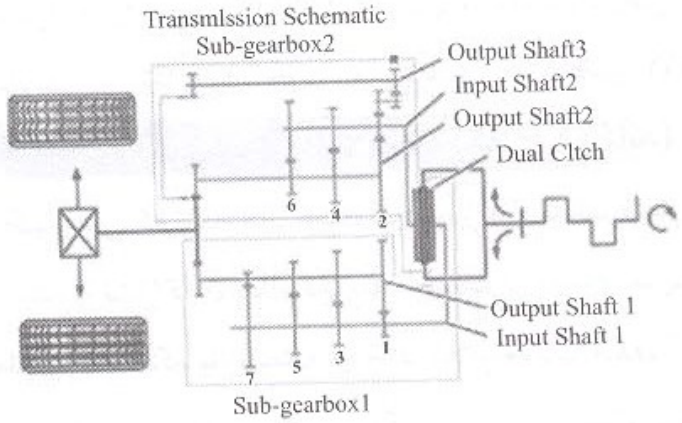
گیربکس‌هایی که تا به حال بحث کردیم از دو سیستم متفاوت استفاده می‌کردند؛ یکی، سیستم دستی (عادی) که راننده با فشار دادن پدال کلاچ و با استفاده از دسته تعویض دنده، دنده را تعویض می‌کند و دیگری سیستم اتوماتیک است که با استفاده از چند کلاچ و یک مبدل گشتاور و چرخدنده‌های خورشیدی همه کارهای تعویض دنده را به صورت اتوماتیک برای راننده انجام می‌دهد. اما سیستم دیگری مابین این دو وجود دارد که ترکیبی از بهترین ویژگی‌های هر دو سیستم را فراهم می‌کند و آن سیستم انتقال قدرت دوکلاچه است که به آن، سیستم انتقال قدرت نیمه اتوماتیک یا سیستم دستی بدون کلاچ نیز می‌گویند.

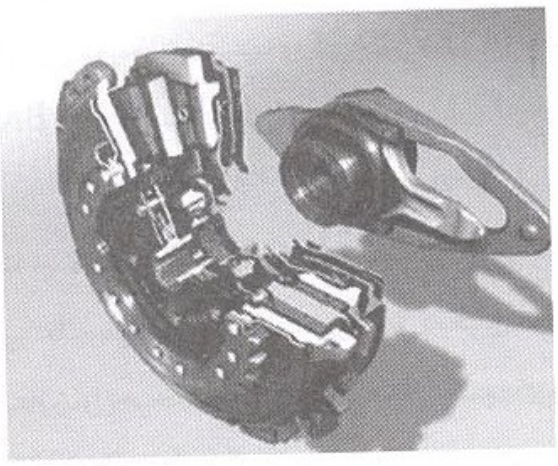


شکل (۶-۳۴) گیربکس با کلاچ دوگانه شرکت DSG

سیستم انتقال قدرت دو کلاچه کار دو گیربکس سیستم دستی را با هم انجام می‌دهد. همچنان که در سیستم انتقال قدرت دستی اشاره شد، جریان دائمی قدرت از موتور به چرخ‌ها وجود ندارد و هنگام تعویض دنده، مسیر انتقال قدرت از طریق کلاچ قطع می‌شود. قطع و وصل شدن جریان قدرت باعث ایجاد شوک می‌شود.

اما یک گیربکس دو کلاچه از دو کلاچ استفاده می‌کند و در عین حال پدال کلاچ ندارد، کنترل‌گرهای الکترونیکی و هیدرولیکی پیچیده‌ای کلاچ‌ها را کنترل می‌کنند. در این سیستم کلاچ‌ها مستقل از هم عمل می‌کنند. یک کلاچ دنده‌های فرد و دیگری دنده‌های زوج را کنترل می‌کند. با استفاده از این شیوه تعویض دنده بدون قطع جریان نیرو از موتور به چرخ‌ها، انجام می‌شود.



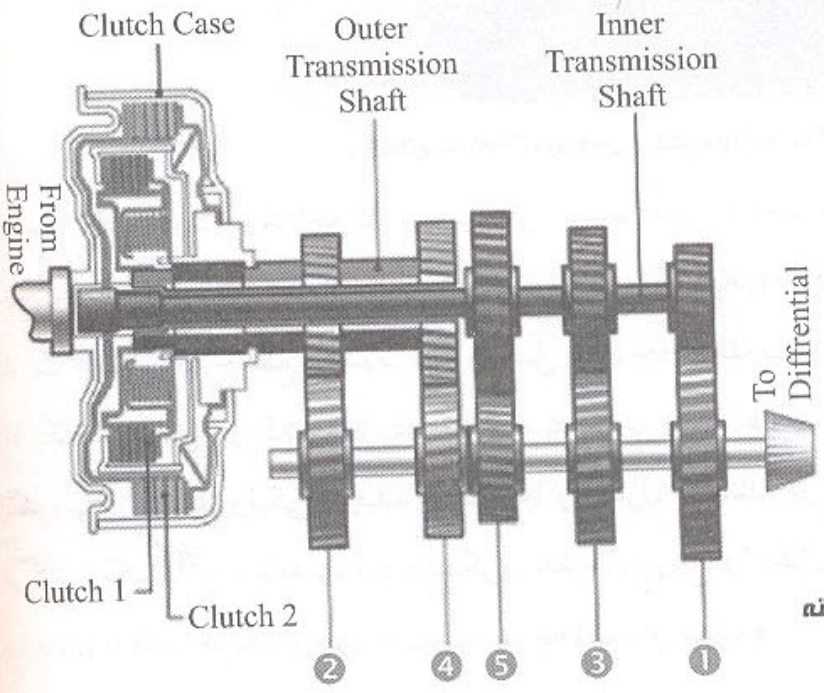


شکل (۷-۳۵) کلاچ و شماتیک گیربکس دوگانه

در این گیربکس رانندگان می‌توانند حالت اتوماتیک کامل را برای ماشین خود انتخاب کنند و تمام وظایف تعویض دنده را به ECU محول کنند. در این حالت رانندگی بسیار شبیه به رانندگی با گیربکس اتوماتیک است. چون سیستم کلاچ دوگانه به ترتیب یک چرخدنده را خارج و دیگری را درگیر می‌کند. شوک هنگام تعویض دنده کاهش یافته و همواره یک جریان قدرت ثابت و پایدار بین موتور و چرخ‌ها وجود خواهد داشت.

برای انجام این‌کار استفاده از دو محور با جداکردن دنده‌های فرد و زوج تمام موارد فوق را ممکن می‌سازد. یک محور دو قسمتی در مرکز سیستم کلاچ دوگانه قرار دارد. بر خلاف گیربکس‌های دستی معمول که همه دنده‌ها روی یک محور ورودی (اصلی) قرار دارند، سیستم کلاچ دوگانه دنده‌های زوج و فرد را به وسیله دو محور ورودی از هم جدا می‌کند. محور خارجی به صورت توخالی می‌باشد و محفظه‌ای برای محور داخلی را فراهم می‌کند. محور خارجی به دنده‌های دو و چهار وصل است و محور داخلی به دنده‌های اول و سوم و پنجم متصل می‌باشد.

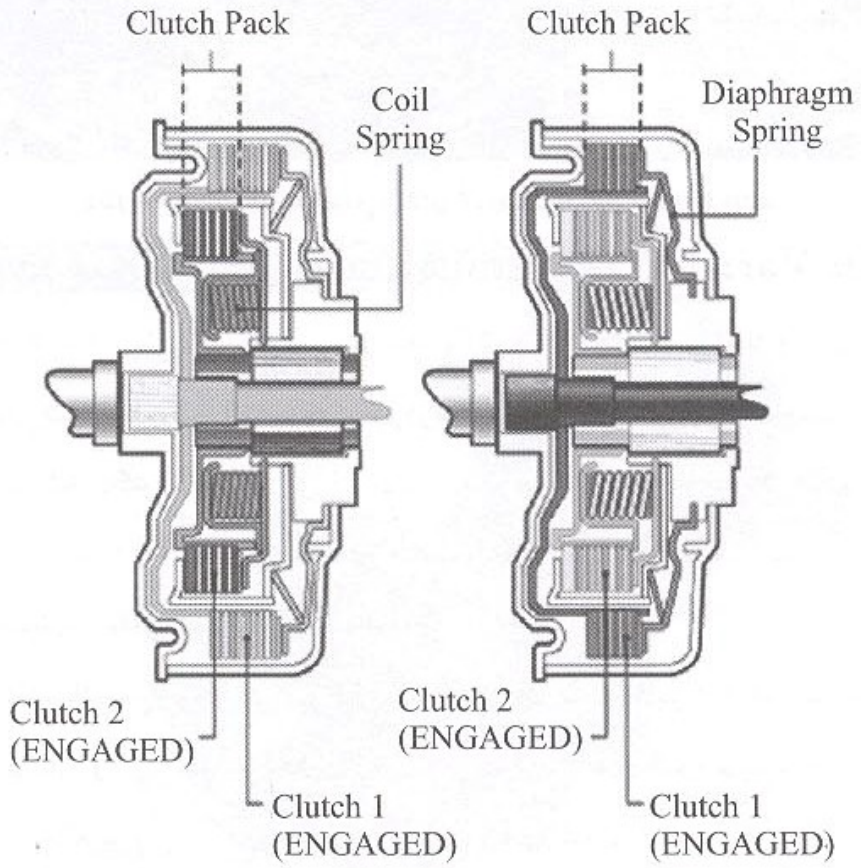
شکل زیر ترتیب قراگیری اجزا در یک سیستم پنج دنده سیستم کلاچ دوگانه را نشان می‌دهد. نکته قابل توجه این می‌باشد که یک کلاچ دنده‌های زوج و دیگری دنده‌های فرد را کنترل می‌کند. این همان دلیلی است که تعویض بسیار سریع دنده‌ها بدون قطع جریان قدرت ممکن می‌شود.



شکل (۷-۳۶) نحوه کارکرد کلاچ دوگانه در سرعته

در این سیستم دیگر نیازی به مبدل گشتاور نبوده و از کلاچ‌های چند صفحه‌ای خیس استفاده می‌شود. همچنان‌که در شکل (۶-۳۷) نشان داده شده است کلاچ چند صفحه‌ای از فشار هیدرولیکی برای به حرکت در آوردن دنده‌ها استفاده می‌کند.

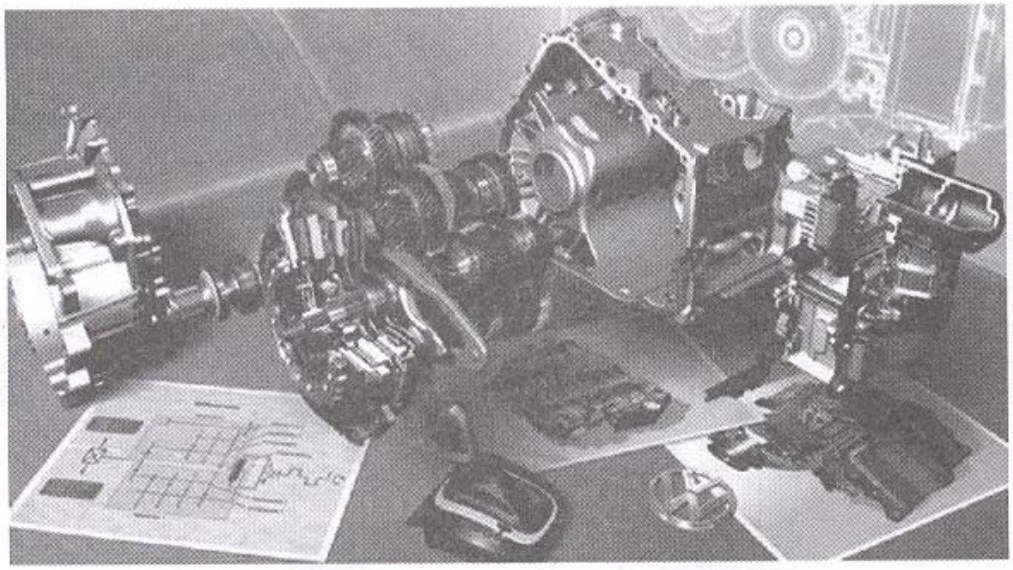
به منظور آزاد کردن کلاچ، از فشار روغن درون پیستون کاسته می‌شود، با این کار فنرهای پیستونی که اعمال فشار روی مجموعه کلاچ و صفحات فشار را ممکن می‌کنند به حالت آزاد بر می‌گردند.



شکل (۶-۳۷) عملکرد کلاچ چند صفحه‌ای خیس در سیستم کلاچ دوگانه

مزایای سیستم کلاچ دوگانه به‌قرار زیر می‌باشد:

- در این سیستم عمل تعویض دنده در عرض کمتر از ۸ میلی ثانیه انجام می‌شود و به همین خاطر شتاب‌گیری آن، دینامیک و پیوسته بوده و شوک هنگام تعویض دنده حذف می‌شود.
- حسن دیگر DCT ها این است که راننده می‌تواند انتخاب کند که خود عمل تعویض دنده را به‌صورت دستی انجام دهد یا ECU به‌صورت خودکار همه کارها را انجام دهد.
- شاید بزرگترین حسن DCTها صرفه‌جویی در مصرف سوخت باشد. از آنجایی‌که در ضمن تعویض دنده انتقال قدرت از موتور به چرخ‌ها قطع نمی‌شود، مصرف سوخت به صورت قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. عیب عمده این سیستم، هزینه بالای آن می‌باشد زیرا باید تغییراتی در خطوط تولید گیربکس و موتور ایجاد شود که نیازمند صرف هزینه می‌باشد.



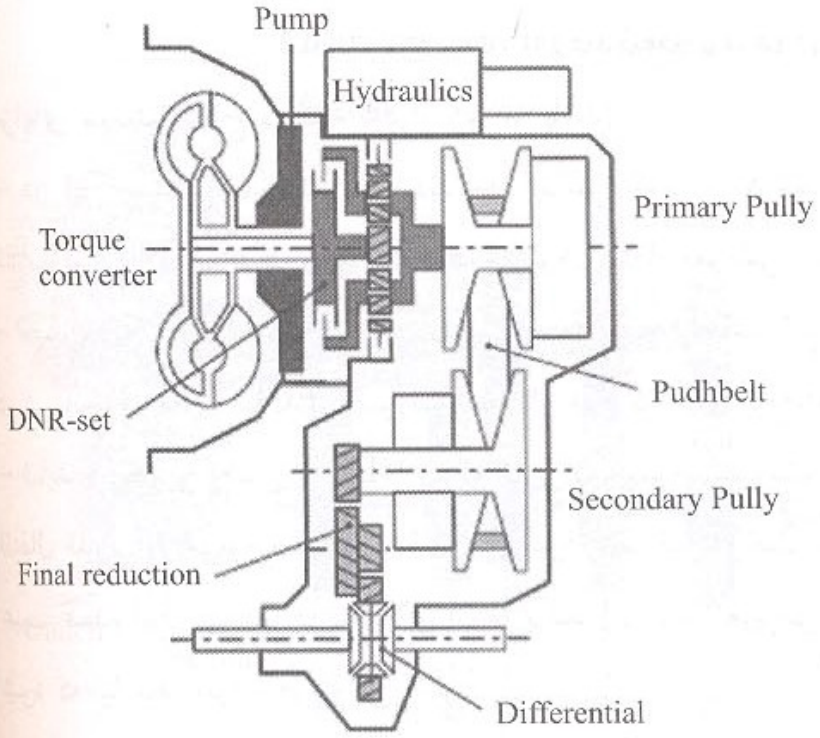
شکل (۷-۳۸) اجزا سیستم انتقال قدرت گیربکس با کلاچ دوگانه

۶-۶) انتقال قدرت پیوسته (Contious Variable Transmission, CVT)

لئوناردو داوینچی ۵۰۰ سال پیش اندیشه سیستم انتقال قدرت پیوسته را در سر داشت که امروزه در حال حاضر جای انتقال قدرت اتوماتیک را در برخی خودروها گرفته است. از اولین سیستم انتقال قدرت پیوسته که در سال ۱۸۸٦ ثبت شد تاکنون، تکنولوژی آن بهبود بسیاری پیدا کرده و امروزه چندین خودروساز بزرگ از جمله جنرال موتورز، آیودی، هوندا و نیسان در حال طراحی و توسعه سیستم انتقال قدرت پیوسته هستند.

۶-۶-۱) اصول سیستم انتقال قدرت پیوسته:

بر خلاف سیستم انتقال قدرت اتوماتیک، در سیستم انتقال قدرت با قابلیت تغییر پیوسته، جعبه دنده‌ای با تعداد مشخص چرخدنده وجود ندارد. متداول‌ترین نوع سیستم انتقال قدرت پیوسته براساس سیستم پولی کار می‌کند که بی‌نهایت تغییر بین بالاترین و پایین‌ترین دنده را بدون گسستگی، ممکن می‌سازد.



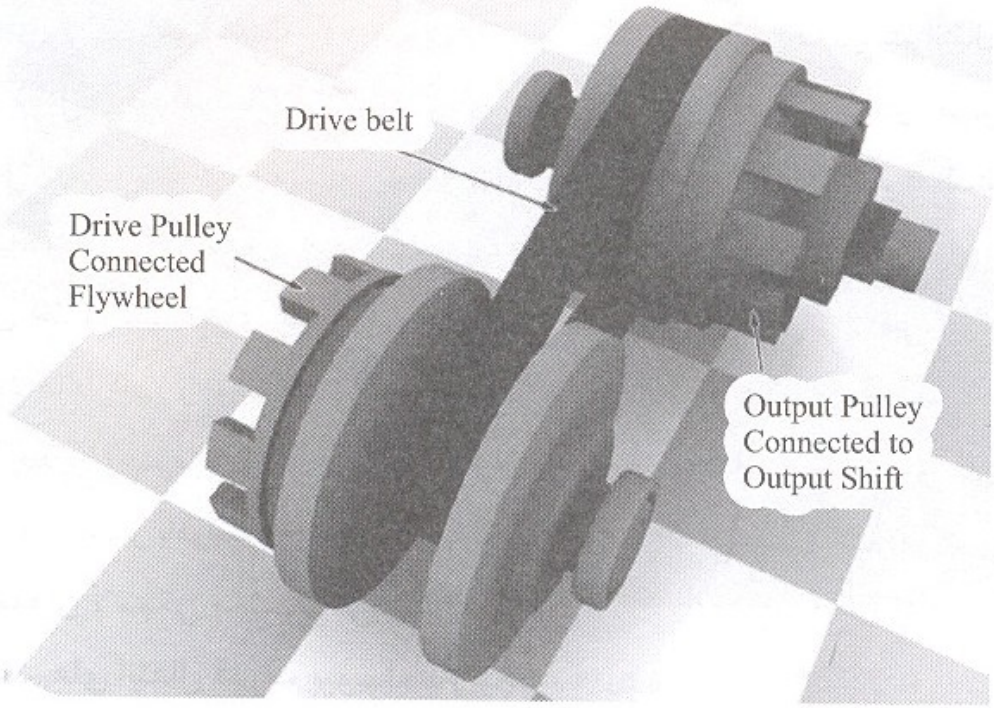
شکل (۷-۳۹) طرح شماتیک گیربکس پیوسته

۶-۶-۲) سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته مبتنی بر پولی:

جعبه دنده اتوماتیک سیستم پیچیده‌ای از چرخدنده‌ها، ترمزها، کلاچ‌ها و دستگاه‌های کنترل می‌باشد. این در حالی است که سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته به سادگی قابل مطالعه است. بیشتر سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته فقط سه جز اساسی دارند:

- یک تسمه محکم فلزی یا لاستیکی
- یک پولی متغیر محرک (ورودی)
- یک پولی خروجی

هرچند که سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته شامل انواع مختلفی از ریزپردازنده‌ها و حسگرها نیز می‌باشند.



شکل (۶-۴۰) گیربکس پیوسته بر اساس پولی و تسمه

پولی‌های دارای شعاع متغیر، قلب سیستم انتقال قدرت پیوسته تلقی می‌شوند. هر پولی از دو مخروط با زاویه راس ۲۰ درجه که رو در روی یکدیگر قرار دارند، تشکیل شده است و تسمه‌ای در شیار بین دو مخروط قرار دارد. در صورت لاستیکی بودن تسمه‌ها، از تسمه‌های V شکل استفاده می‌شود. تسمه‌های V شکل، سطح مقطع V شکلی دارند که باعث افزایش اصطکاک تسمه با پولی می‌شود.

وقتی دو مخروط پولی از هم فاصله بگیرند، یعنی ضخامت پولی بیشتر شود، تسمه به شکاف پایین‌تر می‌رود و شعاع تسمه حلقه شده دور پولی، کاهش می‌یابد. وقتی دو مخروط پولی به هم نزدیک می‌شوند، یعنی ضخامت پولی کاهش می‌یابد، تسمه به شکاف بالاتر رفته و شعاع تسمه حلقه شده دور پولی افزایش می‌یابد.

سیستم انتقال قدرت پیوسته می‌تواند از فشارهای هیدرولیکی، نیروی گریز از مرکز و یا کشش فنر به منظور

تولید نیروی مورد نیاز برای تنظیم دو نیمه پولی استفاده کند.

پولی‌های دارای قطر متغیر، همیشه به صورت زوجی به کار می‌روند. یکی از پولی‌ها که پولی محرک شناخته می‌شود، به میل‌لنگ موتور متصل بوده و پولی ورودی نامیده می‌شود. پولی دوم، پولی گردنده یا متحرک نامیده می‌شود زیرا پولی اولی آن را می‌چرخاند و پولی گردنده به عنوان خروجی، انرژی را به محور چرخ‌ها منتقل می‌کند. وقتی یک پولی، در راستای محوری ضخامت خود را افزایش می‌دهد، دومی از ضخامت خود می‌کاهد تا تسمه در حالت کشیده باقی بماند. زمانی که دو پولی ضخامت خود را نسبت به یکدیگر تغییر می‌دهند، بی‌نهایت نسبت دنده از کم به زیاد و شامل نسبت‌های مابین به وجود می‌آید. مثلاً وقتی شعاع تسمه در پولی محرک کم و در پولی خروجی زیاد باشد، سرعت دوران پولی خروجی کاهش می‌یابد و نسبت دنده پایین‌تری را ایجاد می‌کند. وقتی شعاع تسمه در پولی محرک زیاد و در پولی خروجی کم باشد، سرعت دوران پولی خروجی افزایش می‌یابد. (نسبت دنده بالاتری را ایجاد می‌کند) بنابراین یک سیستم انتقال قدرت پیوسته از لحاظ قطری شامل بی‌نهایت نسبت دنده می‌شود و می‌تواند در هر زمانی و با هر دور موتوری کار کند.

در سال‌های قبل در سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته از تسمه‌هایی با لاستیک فشرده استفاده می‌شد که ممکن بود کشیده شده یا سر بخورد و در نتیجه، باعث هدر رفتن انرژی و کاهش کارایی شود. تولید و ساخت ماده‌های جدید، سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته را مطمئن‌تر و کارآمدتر از قبل کرده است. یکی از مهم‌ترین پیشرفت‌ها طراحی و توسعه تسمه‌های فلزی برای متصل کردن دو پولی بوده است. این تسمه‌های انعطاف‌پذیر از چندین (عموماً ۹ یا ۱۲) نوار نازک فولادی تشکیل شده است. تسمه‌های فلزی به این دلیل که سر نمی‌خورند و بسیار بادوامند اجازه انتقال گشتاور بیشتری را به سیستم انتقال قدرت پیوسته می‌دهند و نسبت به تسمه‌های لاستیکی مناسب‌تر می‌باشند.

۶-۶-۳) سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته مارپیچی

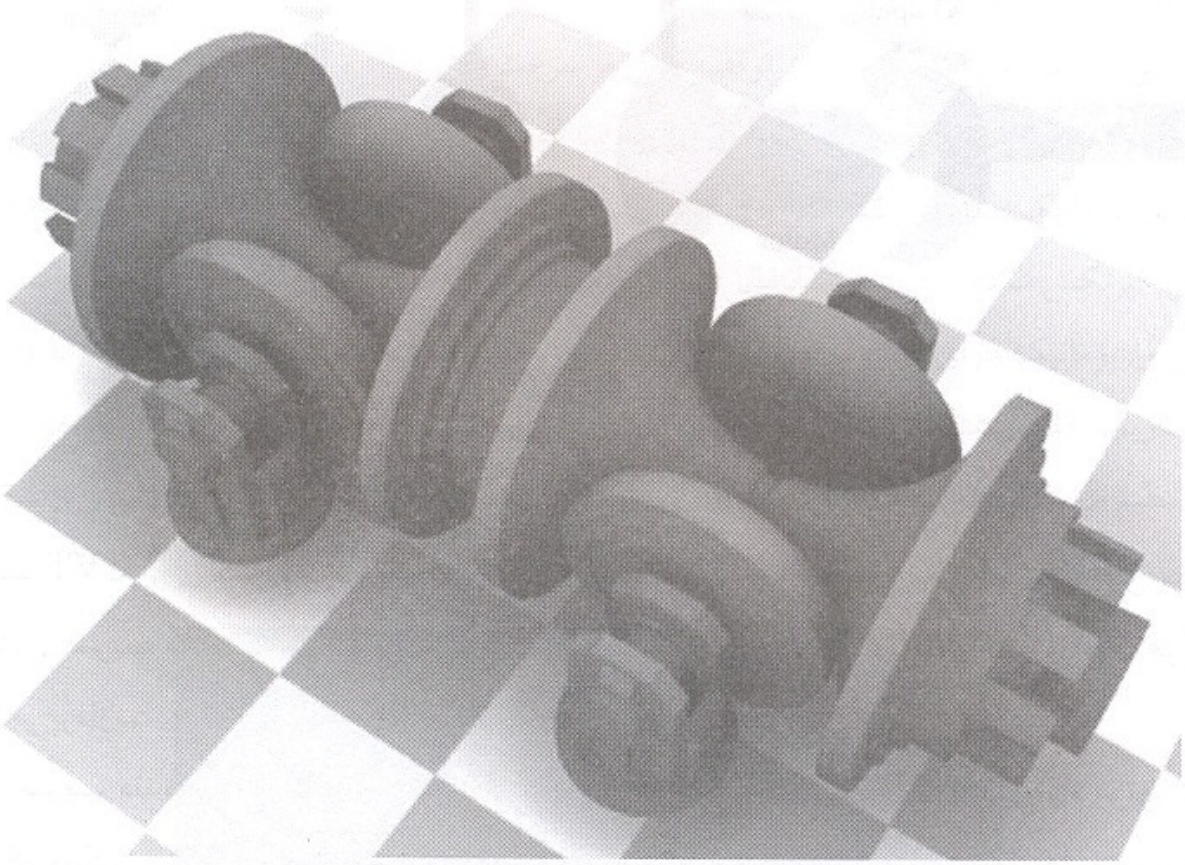
نوع دیگر از سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته که در آن‌ها، تسمه و پولی‌ها با دیسک‌ها و غلتک‌ها جایگزین شده است را سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته مارپیچ می‌گویند.

ترتیب طرز کار این سیستم عبارتست از:

- دیسکی به موتور متصل شده که معادل پولی محرک است.
- دیسک دیگری به میل گاردان متصل شده که معادل پولی مقاوم یا متحرک است.
- غلتک‌ها و یا چرخ‌ها، بین دو دیسک قرار داشته و همانند تسمه، نیرو را از دیسکی به دیسک دیگر منتقل می‌کنند.

چرخ‌ها می‌توانند در دو جهت حول محور افقی و به سمت بالا و پایین حرکت کنند. این حالت به چرخ‌ها اجازه می‌دهد تا در وضعیت‌های مختلف، با دیسک تماس داشته باشند.

وقتی چرخ‌ها با دیسک محرک در نزدیکی مرکز در تماس باشند، با دیسک مقاوم در نزدیکی لبه آن در تماس هستند. این امر باعث کاهش سرعت و افزایش گشتاور می‌شود (دنده سنگین). وقتی چرخ‌ها با دیسک محرک در لبه آن تماس داشته باشند، باید با دیسک مقاوم نزدیک مرکز در تماس باشند که این امر باعث افزایش سرعت و کاهش گشتاور می‌شود (دنده سبک). به این ترتیب، حرکت ساده چرخ‌ها نسبت دنده را به صورت لحظه‌ای و ملایم تغییر می‌دهد.



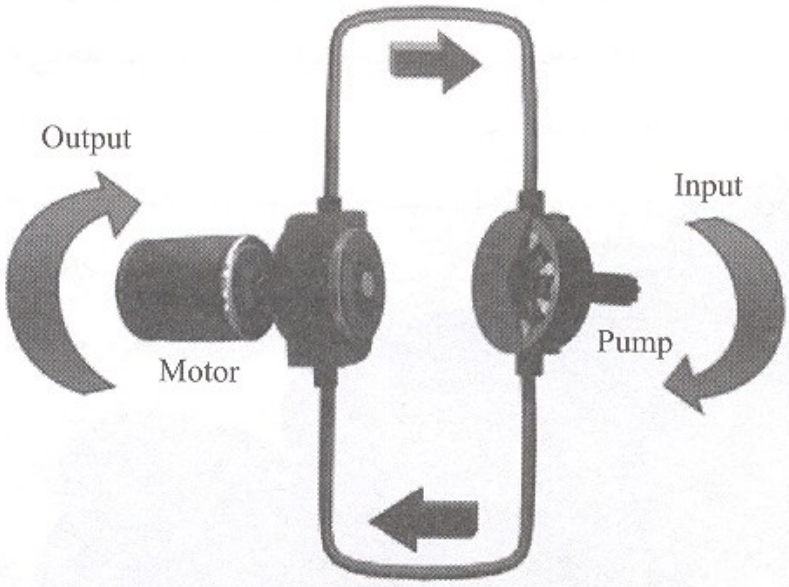
شکل (۷-۴۱) CVT مارپیچی

۶-۶-۴) سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته هیدرو استاتیکی

هر دو نوع سیستم انتقال قدرت پیوسته پولی- تسمه‌ای و مارپیچی، از گروه سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته اصطکاکی هستند، که با تغییر دادن شعاع نقطه بین تماس دو بخش چرخدنده (دوار) کار می‌کنند. نوع دیگر سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته هیدرواستاتیکی هستند که در آن‌ها، از پمپ‌های جابه‌جایی متغیر استفاده شده تا جریان مایع ورودی به موتور هیدرواستاتیکی را تغییر دهد. در این نوع انتقال قدرت، حرکت چرخشی موتور، یک پمپ هیدرواستاتیکی را در طرف محرک به کار می‌اندازد. پمپ، حرکت چرخشی را به جریان سیال منتقل می‌کند. سپس یک موتور هیدرواستاتیکی که در طرف مقابل قرار دارد، جریان سیال را دوباره به حرکت چرخشی تبدیل می‌کند.

انتقال قدرت هیدرواستاتیکی معمولاً با یک دسته دنده سیاره‌ای و کلاچ‌ها ترکیب می‌شود تا یک سیستم

دوگانه به نام انتقال قدرت هیدرومکانیکی را تشکیل دهد. انتقال قدرت هیدرومکانیکی در سرعت‌های پایین نیرو را به صورت هیدرولیکی به چرخ‌ها منتقل می‌کند و در سرعت‌های بالا به صورت مکانیکی انتقال نیرو را انجام می‌دهد و در سرعتی بین این دو حد به صورت ترکیبی (هیدرولیکی- مکانیکی) انجام می‌گیرد.



شکل (۴-۴۲) CVT هیدرواستاتیکی

در سیستم CVT برای کنترل سامانه، احتیاج به سه نوع کنترل از نوع الکترونیکی است که این سه مورد شامل کنترل ضریب دنده، کنترل شتاب و کنترل فشار جانبی است. که در ادامه به بحث پیرامون هر یک از کنترل‌ها می‌پردازیم:

- **کنترل ضریب دنده:** با دریافت اطلاعاتی از سرعت خودرو، وضعیت دریچه گاز و دور آرام موتور از مرکز کنترل الکترونیکی خودرو به وسیله سنسورهای مختلف نسبت به باز و بسته شدن پولی‌ها به وسیله چهار سوپاپ کنترل می‌شود؛ این وضعیت می‌تواند به صورت دستی نیز انجام گیرد.
- **کنترل شتاب:** در صورتی که مرکز کنترل الکتریکی متوجه شتاب‌گیری خودرو شود، به وسیله یک کلاچ شتاب‌گیرنده (کلاچ الکترومغناطیس)، میزان لغزش تسمه روی پولی‌ها را کنترل می‌کند. همین حالت در صورتی‌که ترمز گرفته شود و خودرو شتاب منفی داشته باشد، نیز فعال می‌شود.
- **کنترل فشار جانبی:** برای این‌که جک‌های هیدرولیکی، فشار بیش از فشار مورد نیاز را به پولی‌ها وارد نکنند و باعث آسیب رسیدن به تسمه و ساز و کارهای متحرک نشوند، مدار روغنی به صورت الکترونیکی و به وسیله چند حسگر از طرف مرکز کنترل الکتریکی کنترل می‌شود، این موضوع نه تنها اصطکاک بین تسمه و پولی را کم می‌کند، بلکه از مصرف شدن قدرت بیش از نیاز توسط جک‌ها جلوگیری می‌کند.

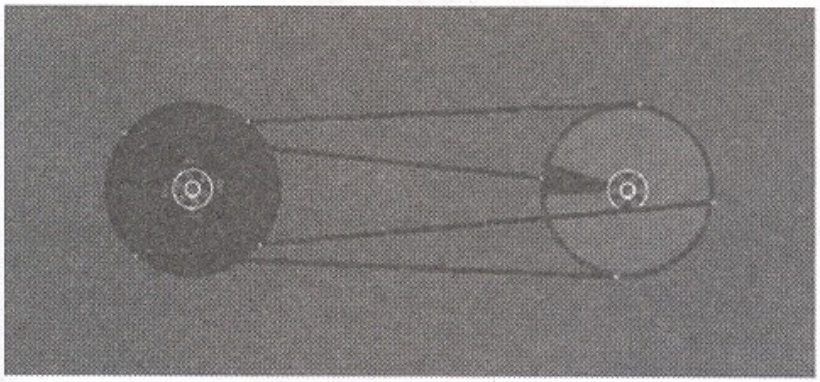
شرکت‌هایی مانند نیسان، فورد و... از سیستم انتقال قدرت پیوسته استفاده می‌کنند و از جمله خودروهای موجود در بازار داخل که از سیستم انتقال قدرت پیوسته (CVT) استفاده می‌کند می‌توان به نیسان مورانو

اشاره کرد. مزایای استفاده از سیستم انتقال قدرت پیوسته عبارتند از:

- کاهش ذرات آلاینده
- کاهش مصرف سوخت
- کارکرد موتور در دما و دور موتور پایین‌تر
- افت توان کمتر و برخورداری از شتاب بیشتر
- مطابقت با انواع مکانیزم‌های رایج کلاچ
- یکنواختی حرکت و رانندگی آرام از توقف کامل تا سرعت‌های بالا

۶-۷) گیربکس واریوماتیک: (انتقال قدرت تسمه‌ای)

گیربکس واریوماتیک اولین نوع گیربکس‌های انتقال قدرت پیوسته است که همواره گشتاوره بهینه را تولید می‌کند. شاید این گیربکس ساده‌ترین سیستم انتقال قدرت اتوماتیک باشد که در آن از چرخدنده استفاده نشده است. گیربکس واریوماتیک دارای دو پولی دو تکه با غلتک مخروطی می‌باشد، که فاصله بین غلتک‌ها به وسیله دور موتور و دریچه گاز سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته از طریق سیستم گریز از مرکز (وزنه‌های موجود در داخل غلتک) تنظیم می‌شود. به واسطه تغییر فاصله غلتک‌های مخروطی در هر دو پولی، قطرهای پولی و در نتیجه تغییر پیوسته دنده انجام می‌گیرد.



شکل (۶-۴۳) شماتیک گیربکس واریوماتیک

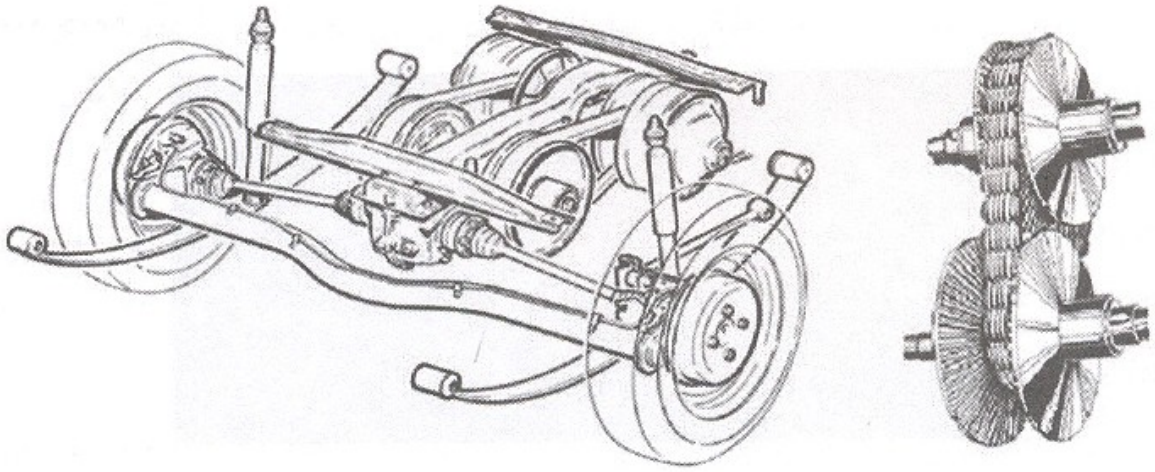
این سیستم شامل فنر و وزنه می‌باشد که به وسیله فنر دو قسمت پولی (چرخ) متحرک به هم نزدیک و به وسیله وزنه دو قسمت پولی (چرخ)محرک تغییر می‌کند. در شروع کار، نیروی فنر، دو قسمت پولی متحرک را به هم نزدیک کرده و قطر موثر آن‌را افزایش می‌دهد. قطر موثر چرخ تسمه محرک به دلیل ثابت بودن اندازه تسمه کاهش یافته و بنابراین در شروع حرکت، موتور با دور زیاد و گشتاور قابل توجه محور متحرک را با دور کم و گشتاور نسبی زیاد به حرکت درمی‌آورد. وقتی‌که دور چرخ‌هایی که متصل به چرخ تسمه (پولی) متحرک است افزایش یابد، این افزایش دور عیناً به چرخ تسمه محرک (پولی محرک) و موتور تاثیر گذارده و در نتیجه وزنه‌ها به خارج از مرکز پرتاب می‌شوند. در اثر پرتاب وزنه‌ها، دو قسمت چرخ

تسمه محرک به هم نزدیک شده و قطر موثر آن افزایش می‌یابد. و در نتیجه قطر چرخ تسمه متحرک به علت ثابت بودن اندازه تسمه کاهش یافته و دور محور خروجی با افزایش دور موتور، افزایش می‌یابد.

این گیربکس می‌تواند دور با نسبت‌های بالا ۱:٤ تا ۱:۱٦ ایجاد کند. در این نوع خودروها فقط پدال گاز وضعیت تبدیل گشتاور را تعیین می‌کند. و از کلاچ‌ها برای شروع حرکت و در موقع توقف خودرو استفاده می‌شود تا موتور روشن بماند.

این گیربکس به وسیله شرکت داف هلند تولید شده و در خودروهای دافودیل که در اوایل دهه ۱۹٦۰ به آمریکا صادر شد، نصب گردید. ولی این گیربکس‌ها به دلیل مشکلاتی مانند لغزش و تلفات مربوط به قدرت اصطکاکی، زیاد مورد استفاده قرار نگرفت.

در موتور دافودیل دو سیلندر هوا خنک با سیلندرهای متقابل بود که در جلو خودرو نصب می‌شد. این موتور از طریق یک محورمحرک به یک جفت کلاچ گریز از مرکز متصل می‌شود. کلاچ‌ها بر روی یک جفت پولی با قطر ثابت که بر روی اکسل تعلیق مستقل عقب، مستقر بودند، اتصال داشتند. هنگامی‌که سرعت موتور خودرو افزایش می‌یافت، کلاچ‌ها، پولی‌های متغیر را بیشتر فشار می‌دادند، لذا قطر پولی‌ها به طور موثر افزایش می‌یافت، این امر نسبت بین پولی‌های ثابت و متغیر را تغییر می‌داد که معادل تعویض دنده به دنده بالاتر بود.



شکل (۷-۴۴) گیربکس واریوماتیک شرکت داف

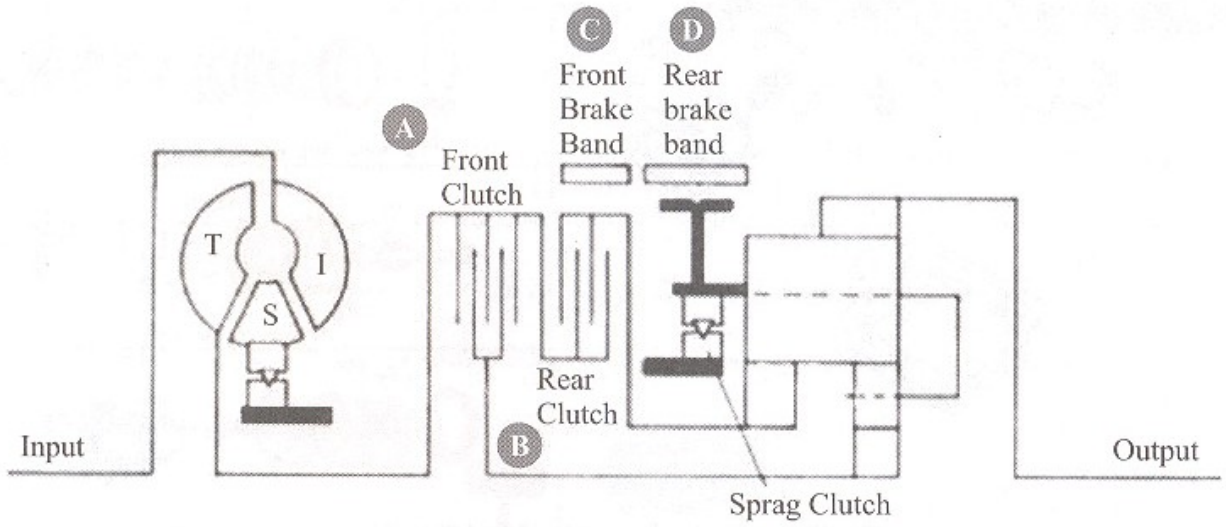
۶-۸) گیربکس بورگ وارنر: (Borg Warner)

گیربکس بورگ وارنر مدل ۳۵ یک گیربکس اتوماتیک ساخته شده توسط شرکت بورگ وارنر می‌باشد که سه دنده جلو و یک دنده عقب دارد (عدد ۳ در نام مدل به ۳ دنده‌ی جلو آن برمی‌گردد). این گیربکس دارای ٦ وضعیت می‌باشد: پارک (P)، عقب (R)، خلاص(N)، حرکت مستقیم(D)، دنده دوم(G_2)، و دنده اولی (G_1) که در بخش گیربکس اتوماتیک عملکرد آن‌ها به طور مفصل توضیح داده شده است. همانند گیربکس‌های اتوماتیک معمول، توان موتور از طریق یک مبدل گشتاور و جریان سیال به گیربکس منتقل می‌شود. در این گیربکس سنسورهای الکتریکی وجود ندارند و از سوئیچینگ‌ها و عملگرهای مکانیکی

استفاده می‌شود.

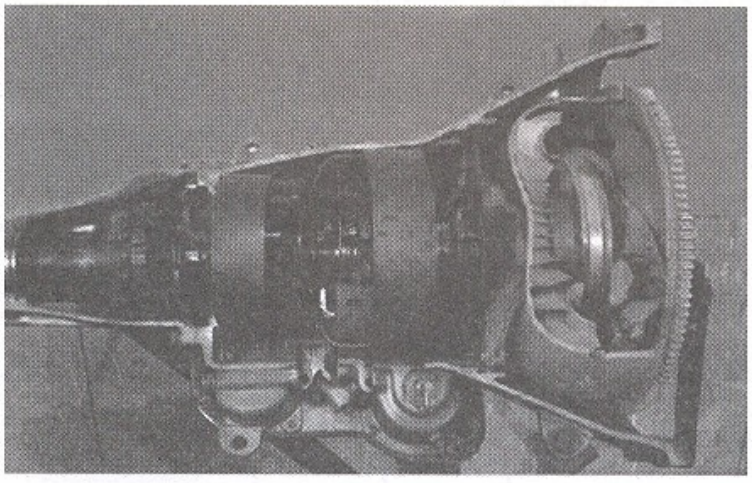
هنگامی‌که خودرو در حالت بدون حرکت در وضعیت D قرار می‌گیرد، گیربکس بورگ وارنر در وضعیت دنده ۱ به خودرو اجازه حرکت می‌دهد و با افزایش سرعت به دنده ۲ و ۳ می‌رسند و هنگام کاهش سرعت یا افزایش بار دنده‌ها به‌صورت متوالی از ۳ به ۲ و از ۲ به ۱ کاهش می‌یابد.

سیستم هیدرولیکی این گیربکس شامل مدارات گفته شده در سیستم هیدرولیک گیربکس اتوماتیک معمول می‌باشد و مجموعه چرخدنده خورشیدی آن شامل ۲ دنده خورشیدی، دو دسته‌ی سه‌تایی چرخدنده سیاره‌ای که هر کدام شامل یک قفسه و چرخدنده رینگی می‌باشند، است. با استفاده از قطع و وصل کلاچ‌ها و باندهای موجود در گیربکس می‌توان انواع سرعت‌های مختلف را بدست آورد. این عمل توسط ۲ باند،۲ کلاچ چند صفحه‌ای و یک کلاچ یک‌طرفه انجام می‌شود.



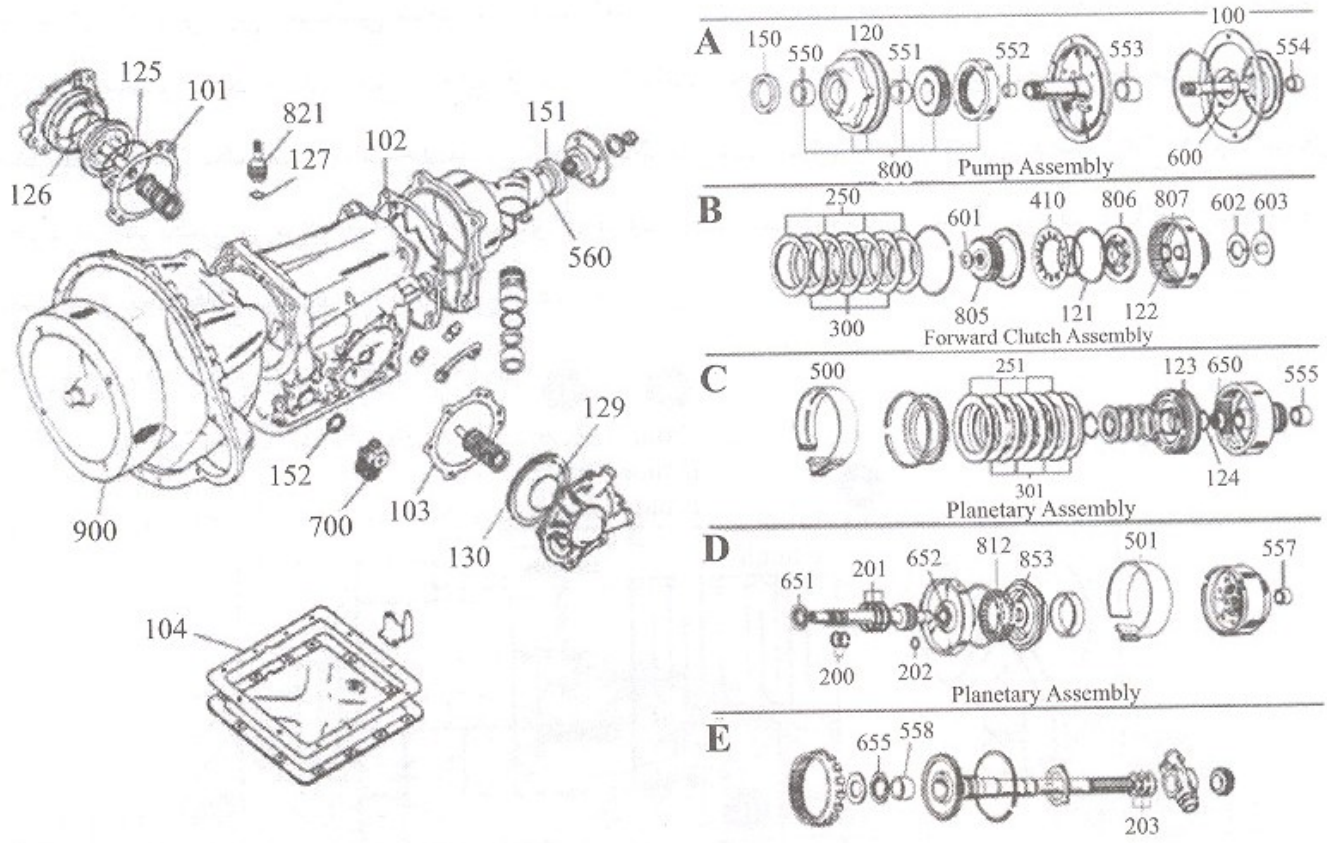
شکل (۷-۴۵) جانمایی و عملکرد کلاچ های بکار رفته در نمونه ای از گیربکس بورگ وارنر

گیربکس بورگ وارنر مدل ۳۵ یک گیربکس اتوماتیک موفق در خودروهای سبک آمریکایی دهه ۱۹۶۰ بوده و شرکت‌های اروپایی نیز مانند بنز، کراسیلر، جگوار، BMC و سیتروئین نیز جزء کاربران آن بودند.



شکل (۷-۴۶) گیربکس بورگ وارنر مدل ۳۵

مدل‌های دیگر بورگ وارنر نیز وجود دارد که به‌صورت ۵ سرعته و شامل گیربکس اوردرایو می‌باشد. همچنین مدل‌های اخیر گیربکس بورگ وارنر به صورت گیربکس دوکلاچه نیز عرضه می‌شوند. از جمله آن‌ها می‌توان به گیربس بورگ وارنر مدل ٦٥و٦٦ اشاره کرد که یک گیربکس سه‌سرعته خودروهای محور محرک عقب می باشد که اجزا آن به طور کامل در شکل (٦-٤٧) نشان داده شده است.



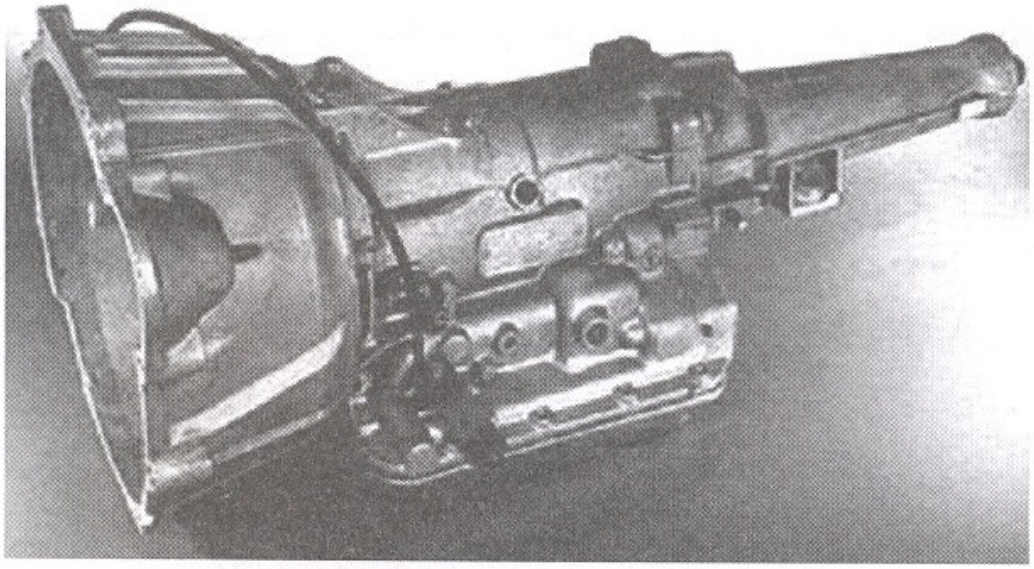
شکل (۷-۴۷) اجزا گیربکس بورگ وارنر مدل ۷۷۵۵

یکی دیگر از این نوع گیربکس‌ها، گیربکس بورگ وارنر مدل T -٤٥ می‌باشد که از سیستم انتقال قدرت ۵ سرعته اوردرایو استفاده می‌کند. که اساساً برای خودروهای با عملکرد بالا و سنگین طراحی شده‌اند، که البته برای خودروهای سبک‌تر نیز سازگاری دارند. این مدل که از سال ۱۹۹۹- ۱۹۹٦ مورد استفاده قرار گرفت و به علت نسبت دنده‌های بیشتر، داشتن سیستم اوردرایو در دنده پنجم و استفاده از آلومینیوم ریخته شده در ساخت محفظه گیربکس برای کاهش وزن، نسبت به مدل‌های پیشین خود عملکرد بهتری داشتند.

در جدول (٦-٢) مشخصات وزنی و نسبت دنده‌های این گیربکس نشان داده شده است.

جدول ۷-۲: مشخصات گیربکس بورگ وارنر مدل ۴۵

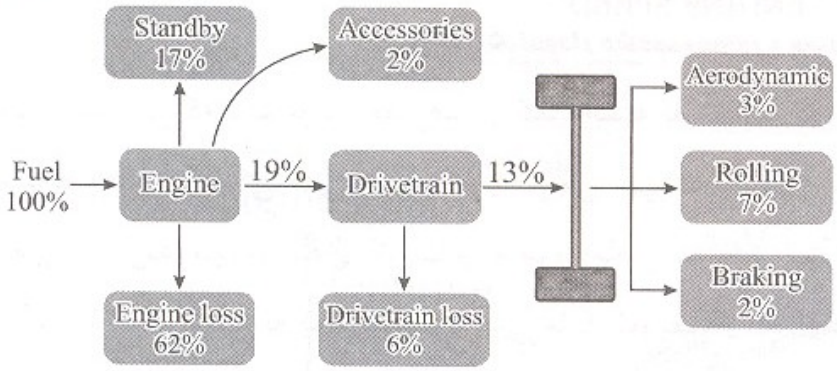
		نسبت دنده					
وزن(lbs)	ظرفیت گشتاور انتقالی	۱	۲	۳	۴	۵	۶
۱۰۹	۳۲۵	۳/۳۷	۱/۹۹	۱/۳۳	۱	۰/۶۷	۳/۲۲

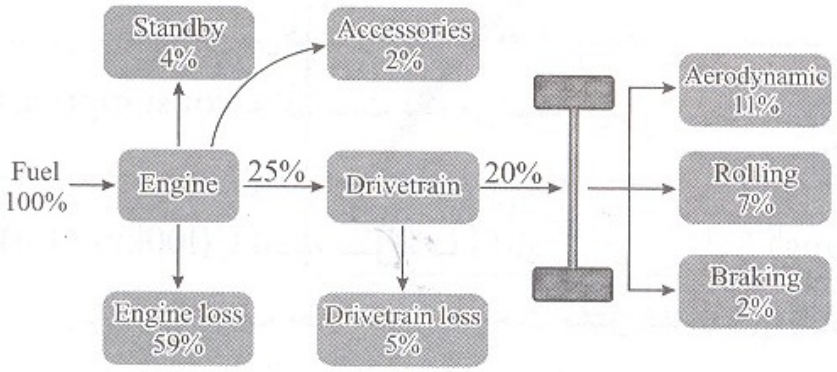


شکل (۶-۴۸) گیربکس بورگ وارنر مدل T-۴۵

۶-۹) بازده و میزان مصرف سوخت در انواع گیربکس‌ها

بهینه‌سازی مصرف سوخت در خودروها برای کاهش مصرف سوخت و آلودگی کمتر از جمله عوامل محدود کننده طراحان خودرو بوده و یکی از زمینه‌های رقابت بین سازندگان مختلف ساخت خودرویی با کمترین مصرف سوخت و آلودگی است. یکی از عوامل مهم در مصرف سوخت نحوه رانندگی (سیکل رانندگی) می‌باشد و یکی از قسمت‌های خودرو که تاثیر به‌سزایی در میزان مصرف سوخت دارد، سیستم انتقال قدرت آن می‌باشد که نه تنها باید راندمان بالایی بین اجزای آن برقرار باشد بلکه می‌بایست بتواند در هنگام شتاب گیری و کشش، در سرعت‌های دورانی مختلف موتور، به گونه‌ای از موتور قدرت دریافت کند که بازده آن بیشینه باشد. تعداد و تعویض دنده و همچنین بازده گیربکس از عوامل موثر بر مصرف سوخت خودرو به شمار می‌آیند.

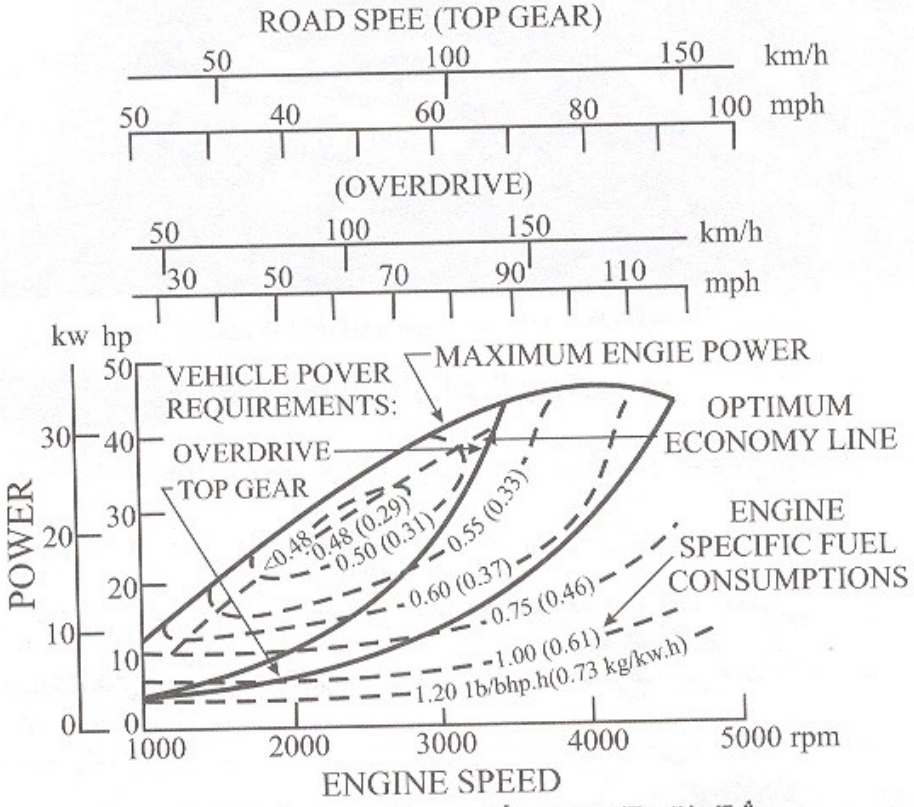




شکل (۶-۴۹) تاثیر سیکل رانندگی و اجزا خودرو در مصرف سوخت

شکل (٦-٤٩) نحوه تلفات سوخت را در سیکل رانندگی داخل شهر و سیکل رانندگی اتوبان نشان می‌دهد.

موتور به عنوان سیستم تولید کننده توان مکانیکی و عامل محرک خودرو دارای مشخصه‌های عملکردی مختلفی است. یکی از مهمترین این مشخصه‌ها نرخ مصرف سوخت در شرایط مختلف کاری می‌باشد. با انجام تست یک موتور به وسیله دینامومتر می‌توان مشخصه مصرف سوخت ویژه یا راندمان آن را در بیشتر شرایط کاری ممکن یعنی سرعت‌ها و بارهای مختلف بدست آورد.



شکل (۶-۵) نمودار مشخصه موتور و مصرف سوخت

مقدار سوختی که یک موتور مصرف می‌کند وابسته به شرایط کارکردی آن می‌باشد که این شرایط توسط مشخصه‌های مکانیکی ذاتی موتور و چگونگی حرکت خودرو، شامل بارهای تحمیلی و سرعت خطی تعیین می‌گردد. سیستم انتقال قدرت و به طور خاص گیربکس مشخص کننده نقطه کاری موتور در منحنی شکل (۶-۵۰) است. به بیان دیگر، عواملی مانند تعویض و تعداد دنده و بازده گیربکس تعیین می‌کنند که یک توان خروجی ثابت موتور به چه نحوی بین عوامل گشتاور و سرعت تقسیم شود. نقطه کاری موتور در منحنی مشخصه موتور توسط پارامتر هر موتور و بار وارد بر موتور (که خود معرف گشتاور خروجی آن می‌باشد) تعیین می‌گردد و لذا یک مقدار مشخصی از مصرف سوخت ویژه (SFC, specific fuel consumption) به آن نسبت داده می‌شود.

مقدار سوخت مصرفی در واحد فاصله را مصرف سوخت خودرو می‌نامند، که در واحدهای لیتر در هر ۱۰۰ کیلومتر (l00km / Lit) یا فاصله پیموده شده (مایل)برای هر گالون (mpg) نمایش داده می‌شوند. به‌کمک روابط ساده زیر که از تعریف مصرف ویژه سوخت مشتق شده‌اند می‌توان به وابستگی مصرف سوخت خودرو در طی یک سیکل حرکتی به محل قرارگیری نقطه کاری موتور پی برد.

$$SFC = \frac{FC}{P} \qquad (۱-٦)$$

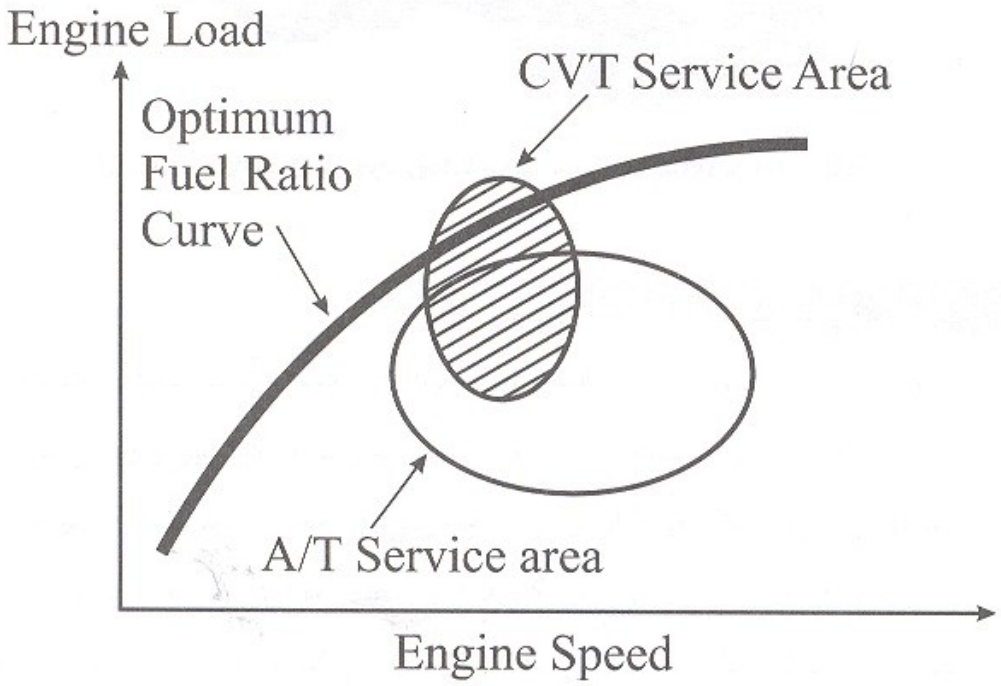
$$P = T\omega \qquad (۲-٦)$$

که در روابط بالا SFC مصرف ویژه سوخت برحسب لیتر بر کیلووات، FC مصرف سوخت بر حسب لیتر، P توان خودرو بر حسب کیلووات، T گشتاور خروجی موتور بر حسب کیلو نیوتن متر و ω سرعت دورانی موتور بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشد.

از روابط بالا مشخص است که با کنترل هم‌زمان گشتاور خروجی و سرعت دورانی، موتور (نقطه کاری موتور) در یک ناحیه بهینه می‌توان میزان مصرف سوخت خودرو را تحت کنترل قرار داد. با توجه به تاثیر تعویض دنده در محل نقطه کاری موتور، منطق و استراتژی تعویض دنده یکی از تاثیرگذارترین فاکتورهای موثر بر مصرف سوخت خودرو می‌باشد.

امکان حرکت با یک گیربکس دنده‌ای روی منحنی مصرف بهینه سوخت غیرممکن است و در گیربکس‌های اتوماتیک حرکت بر روی منحنی مصرف بهینه سوخت بستگی به استراتژی تعیین شده برای تعویض دنده دارد. ولی اگر در گیربکس های اتوماتیک استراتژی تعویض دنده براساس خواست راننده یا حرکت پرشتاب باشد، مصرف سوخت افزایش پیدا می‌کند. ولی با سیستم انتقال قدرت پیوسته می‌توان دقیقاً روی منحنی بهینه مصرف سوخت حرکت کرد زیرا تعداد دنده‌های آن بی‌نهایت است.

در یک تحقیق انجام شده مشخص شده است که اگر ۱٦ نسبت دنده داشته باشیم به طور مناسبی می‌توان بر روی منحنی مصرف بهینه سوخت حرکت کرد.



شکل (۶-۵۱) منحنی مصرف بهینه سوخت و مقایسه عملکرد گیربکس پیوسته و اتوماتیک

بازده گیربکس دستی (Manual Transmission, MT) ۹۷٪، بازده گیربکس اتوماتیک (Automatic Trasmission, AT) در حد ۸۵٪ و بازده گیربکس‌های پیوسته بیش از ۹۰٪ می‌باشد. در جدول زیر بازده دنده‌های مختلف برای گیربکس اتوماتیک و بازده مکانیزم‌های متفاوت سیستم انتقال قدرت پیوسته نشان داده شده است.

جدول ۷-۳: بازده مکانیزم های مختلف CVT

مکانیزم CVT	بازده
تسمه‌لاستیکی	٪۹۵-۹۰
تسمه‌فلزی	٪۹۷-۹۰

جدول ۷-۴: بازده دنده های مختلف گیربکس دستی

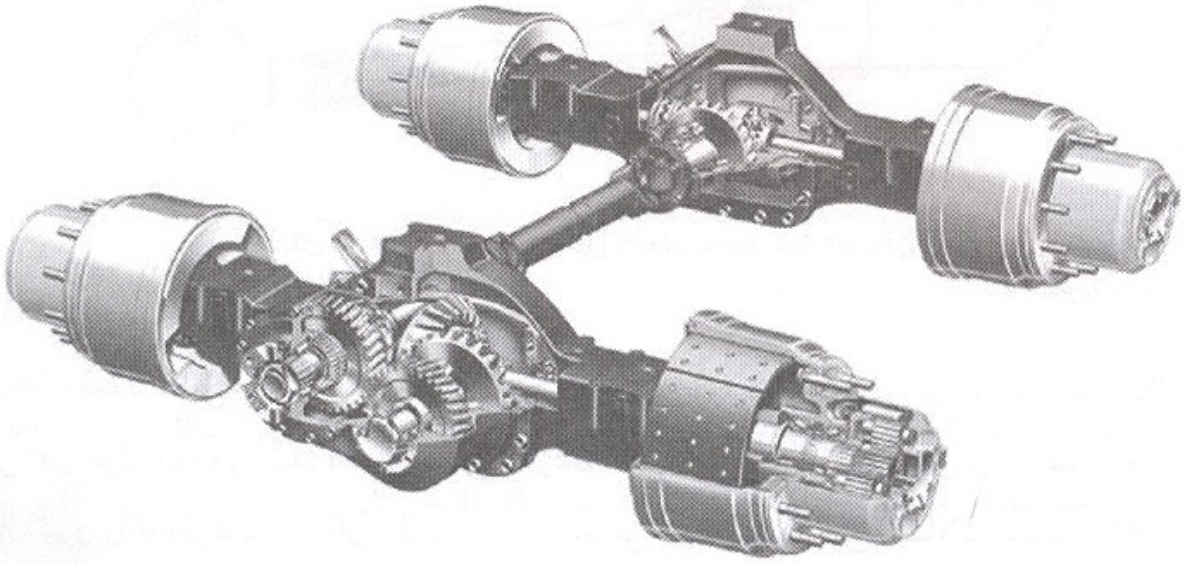
نسبت دنده ها	بازده
۱	٪۸۵-۷۰
۲	٪۹۰-۷۵
۳	٪۹۵-۸۵
۴	٪۹۵-۹۰
۵	٪۹۴-۸۵
میانگین	٪۸۵

فصل هفتم:

سیستم گرداننده نهایی (گاردان، دیفرانسیل و اکسل)

۷-۱) مقدمه

در این فصل ۳ جز اصلی سیستم انتقال قدرت شامل، گاردان، دیفرانسیل و اکسل مورد بررسی قرار خواهند گرفت. به طور کلی گشتاور و دور خروجی از گیربکس از طریق میل گاردان به دیفرانسیل منتقل می‌شود و دیفرانسیل با تقسیم دور و گشتاور، از طریق اکسل محرک، گشتاور و دور را به چرخ‌های محرک می‌فرستد.

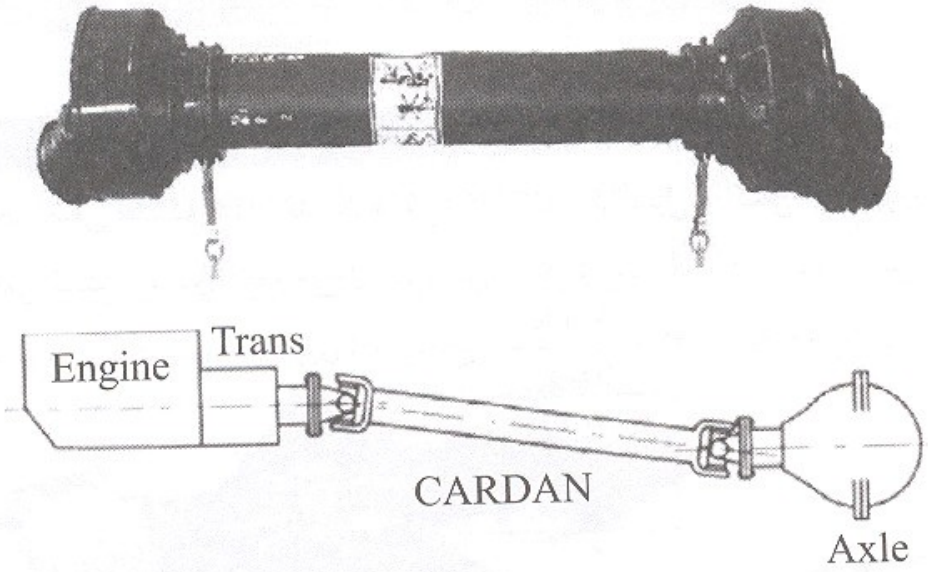


شکل (۷-۱) سیستم گرداننده نهایی شامل دیفرانسیل، گاردان و اکسل

۷-۲) میل گاردان

در خودروهای محور محرک عقب به علت فاصله‌ای که بین گیربکس و دیفرانسیل وجود دارد، پس از تولید قدرت در موتور و تغییرات دور و گشتاور در جعبه دنده، قدرت و گشتاور پیچشی توسط شفت دواری که میل گاردان نامیده می‌شود انتقال می‌یابد. ولی در مواردی که محور محرک در جلو قرار دارد گیربکس و دیفرانسیل بدون فاصله و در کنار هم قرار می‌گیرند (در بعضی موارد همانند آن‌چه که در فصل ۵ اشاره شد به‌صورت یکپارچه در داخل یک پوسته ترانس اکسل قرار می‌گیرند) و در این حالت دیگر نیازی به میل گاردان نمی‌باشد.

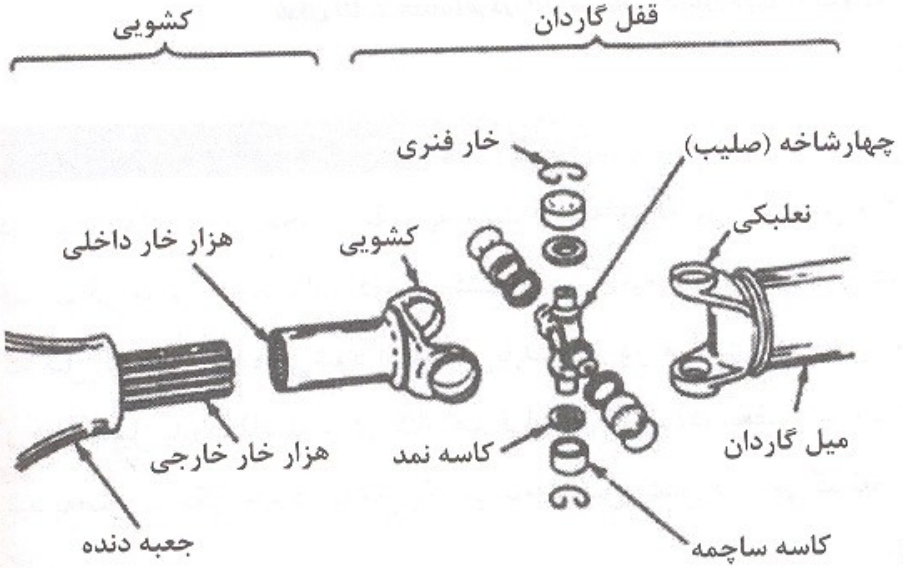
در خودروهای محور محرک عقب، گیربکس بر روی شاسی و دیفرانسیل بر روی محور عقب خودرو سوار می‌شود. حین حرکت خودرو و عبور از پستی‌ها و بلندی‌ها، فاصله بین محور عقب و شاسی ثابت نیست، بنابراین این قطعه واسطه (میل گاردان) باید قابلیت تغییر طول و دوران را داشته باشد تا تغییر طول و حرکت بالا و پایین را جبران کند و گشتاور را به نرمی و با حداقل لرزش منتقل کند. به همین منظور از اتصالات یونیورسال برای امکان تغییرات زاویه‌ای و از اتصال کشویی برای امکان تغییر طول استفاده می‌شود.



شکل (۷-۲) طرح شماتیک میل گاردان و محل قرارگیری آن

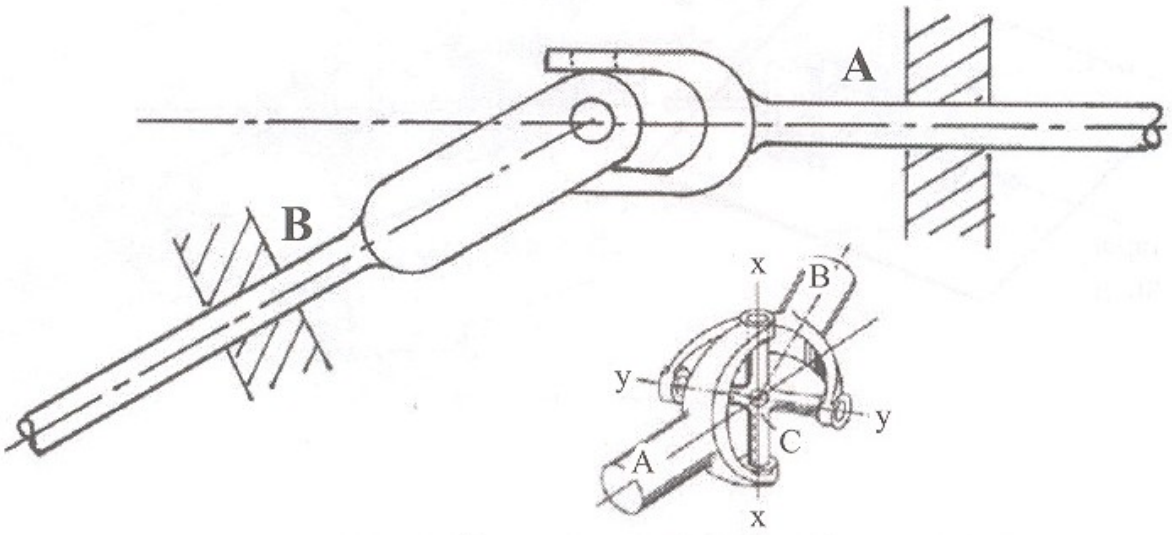
۷-۲-۱) اجزا میل گاردان

میل گاردان معمولاً شامل میله‌ای یکپارچه، دو عدد اتصال یونیورسال در دو انتهای میله و یک اتصال لغزشی (کشویی) در طول میله می‌باشد. اتصالات میل گاردان (قفل‌های میل گاردان) برای این منظور به‌کار می‌رود که انتقال نیرو را با سرعت زاویه‌ای ثابت و بدون لغزش انجام دهند. این اتصالات سبب ارتباط محورها به طور قابل انعطاف می‌شوند تا اجازه انتقال نیرو را هنگامی که زاویه و فاصله بین محورها تغییر می‌کند، بدهند.



شکل (۷-۳) اجزا گاردان

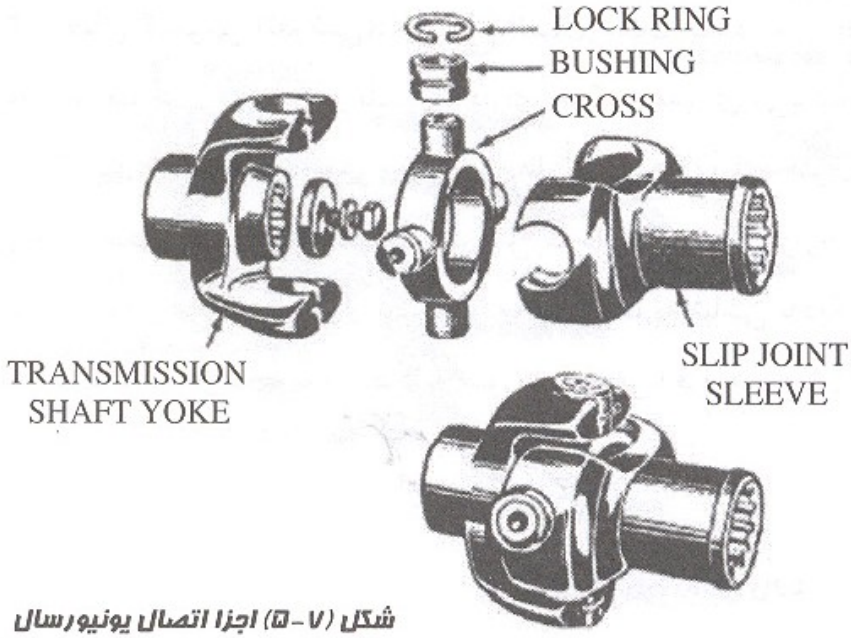
۱) اتصال یونیورسال: طرح بسیار مناسبی که می‌تواند به میل گاردان اجازه حرکت‌های نوسان کننده را بدهد، طرح اتصال قفل گاردان است، این طرح برای اولین بار توسط آقای گاردان در قرن شانزدهم معرفی شد و در سال ۱۹۰۲ شخصی به نام کلانس اسپانسر در طرح اولیه تغییراتی را ایجاد کرد و موفق شد از آن در انتقال گشتاور پیچشی به دیفرانسیل استفاده کند. امروزه این مدل اتصال را به نام اتصال هوک (Hooke joint) نیز می‌شناسند.



شکل (۷-۴) اتصال هوک (چهار شاخ گاردان)

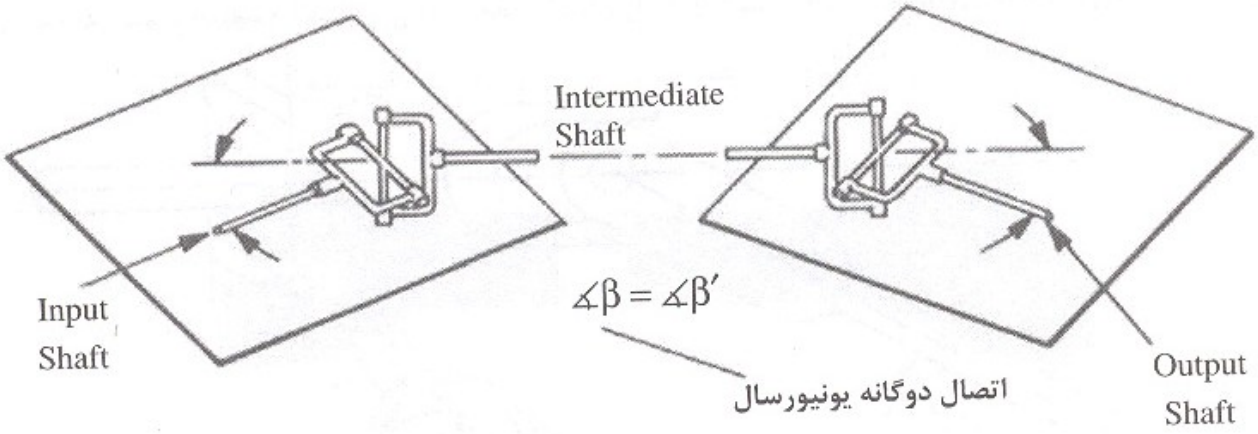
در این نوع اتصال دو گروه دو شاخه در صفحه‌هایی بر هم عمودند و با قطعه‌ی واسطه به نام صلیبی یا چهارشاخ به یکدیگر متصل می‌شوند. چهارشاخ‌ها می‌توانند تا ۱۵ درجه انحراف را به راحتی تحمل کنند. برای کاهش اصطکاک بین قطعات از چهار رولربرینگ سوزنی استفاده می‌شود و برای حفظ وضعیت رولربرینگ‌ها در مواردی در پشت آن‌ها از خار قفلی استفاده می‌کنند. چهارشاخ در داخل این رولربرینگ‌ها قرار گرفته و دو عدد دوشاخه را به‌هم متصل می‌کند. چهارشاخ گاردان در مدل‌های قدیمی دارای محلی برای گریس‌کاری یاتاقان بندی داشت، ولی در مدل‌های جدید مقدار گریس لازم به وسیله کارخانه سازنده در کلاهک ساچمه پر شده و به گریس‌کاری بعدی نیاز ندارد.

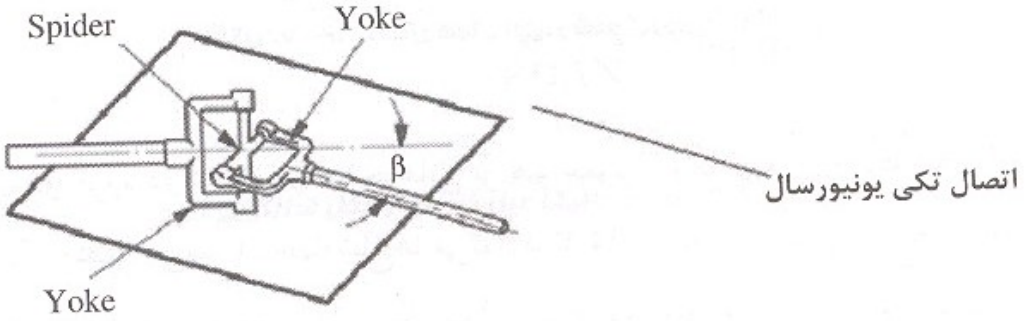
هدف از ساخت این نوع اتصال، ایجاد امکان تغییر زاویه‌ای در محور می‌باشد. یعنی علاوه بر انتقال دوران خروجی از گیربکس به دیفرانسیل، باعث عملکرد مناسب در هنگام تغییر زاویه‌ای بین گیربکس و دیفرانسیل می‌شود.



شکل (۷-۵) اجزا اتصال یونیورسال

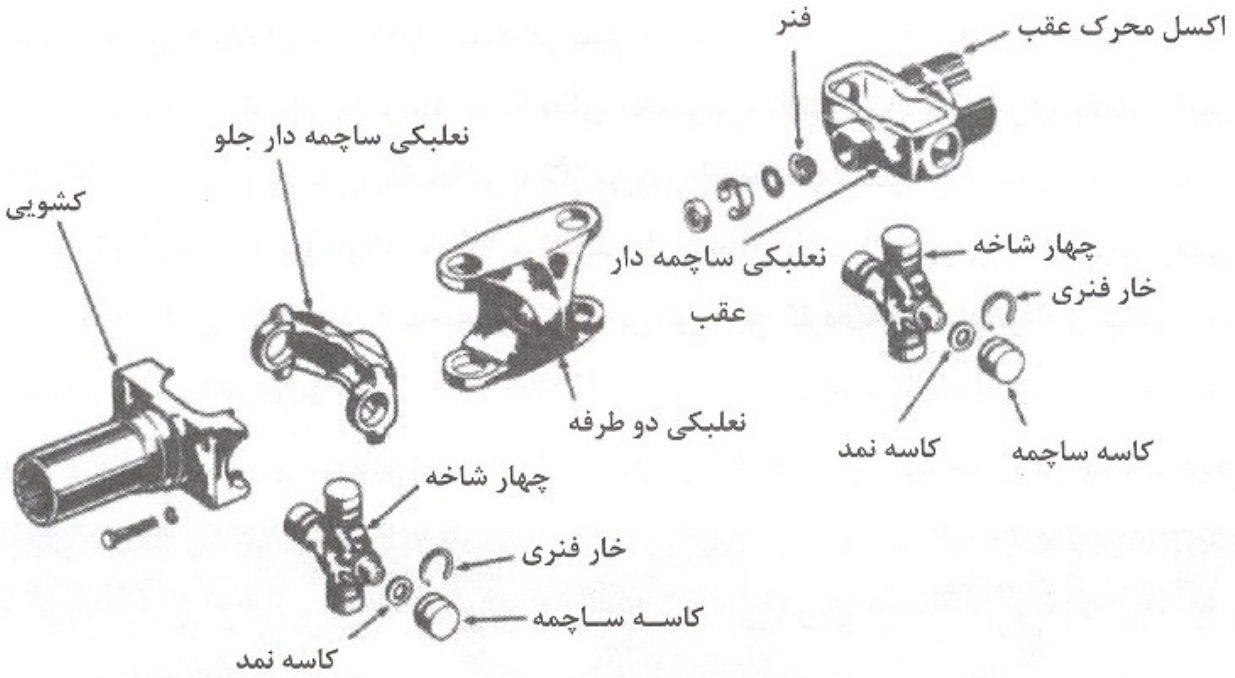
برای حذف تغییرات سرعت و ارتعاش در میل‌گاردان از دو اتصال یونیورسال به طور همزمان استفاده می‌کنند و همچنان‌که در شکل (۷-۶) نشان داده شده است در دو سر میل گاردان نصب شده و با توجه به عملکرد این اتصال‌ها، اختلاف سرعت از دو سر میل گاردان حذف می‌شود.





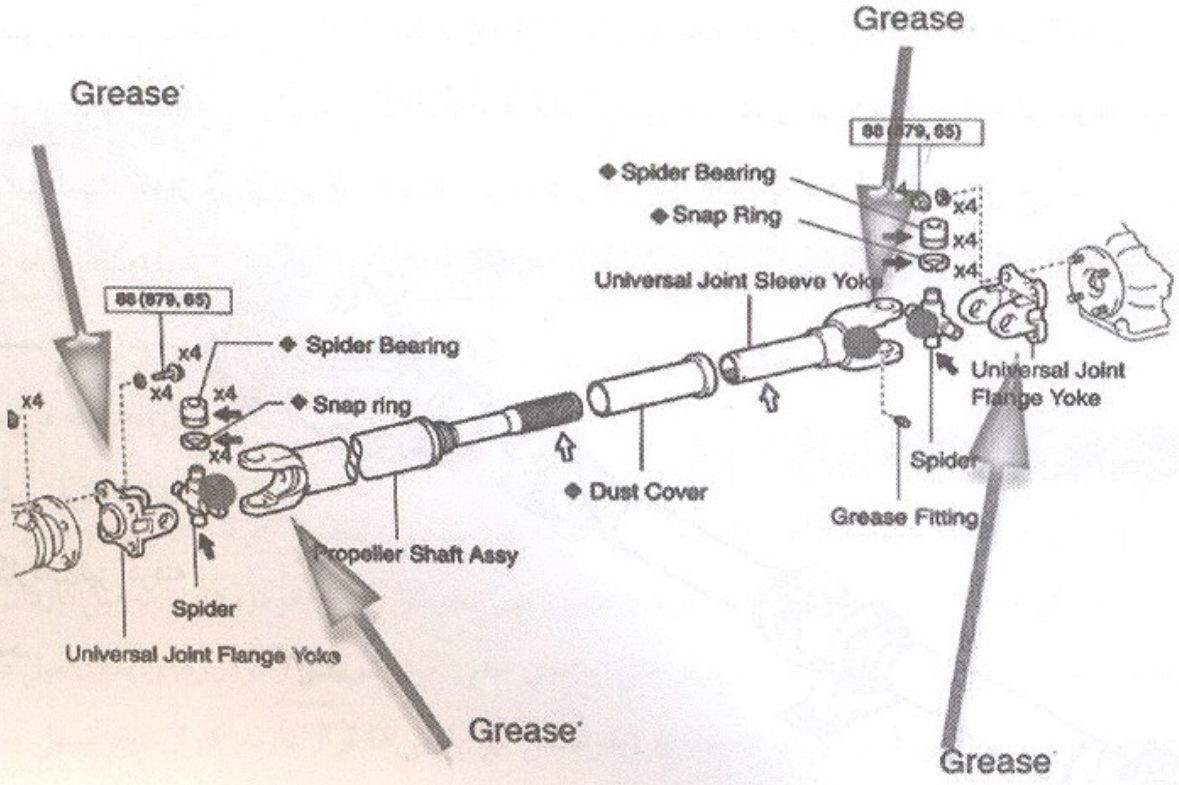
شکل (۷-۷) اتصال های تکی و دوگانه یونیورسال

۲) اتصال کشویی (لغزشی): این نوع اتصال امکان ایجاد تغییر طول را فراهم می‌آورد. چون چرخ‌های عقب هنگام عبور از پستی و بلندی‌ها دارای حرکت عمودی می‌باشند، لازم است که به وسیله مفصلی، طول میل گاردان را متناسب با تغییر وضع چرخ‌ها، تغییر دهیم. برای جبران تغییرات طولی میل گاردان که ناشی از ارتعاش محور عقب است، انتهای دیگر میل گاردان را کشویی هزارخار می‌سازند. با این طرح وقتی چرخ‌های عقب بر روی برجستگی قرار بگیرند و محور عقب به شاسی نزدیک شود، طول مفید گاردان کوتاه شده و اتصال کشویی در داخل یکدیگر (به صورت کشویی) فرو می‌روند.



شکل (۷-۷) اتصال کشویی میل گاردان

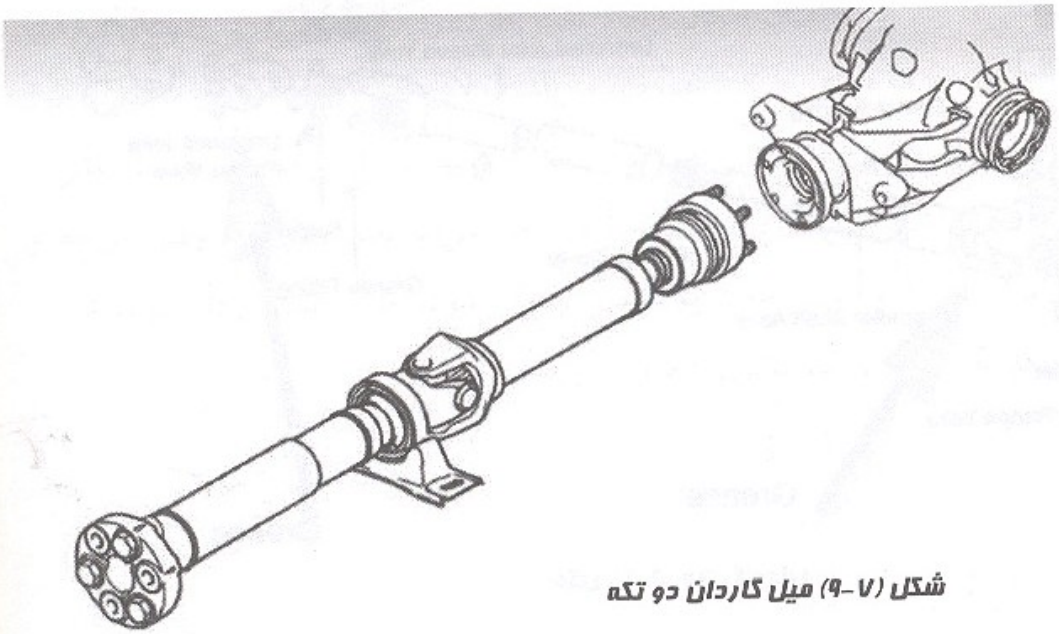
۳- میل گاردان: میل گاردان محوری تو خالی، سبک وزن و بدون درز از جنس فولادی است که به میزان کافی توانایی تحمل خمش و پیچش را دارد. مفصل‌های یونیورسال و لغزشی در طرفین این لوله تو خالی جوش داده می‌شوند.



شکل (۷-۸) میل گاردان

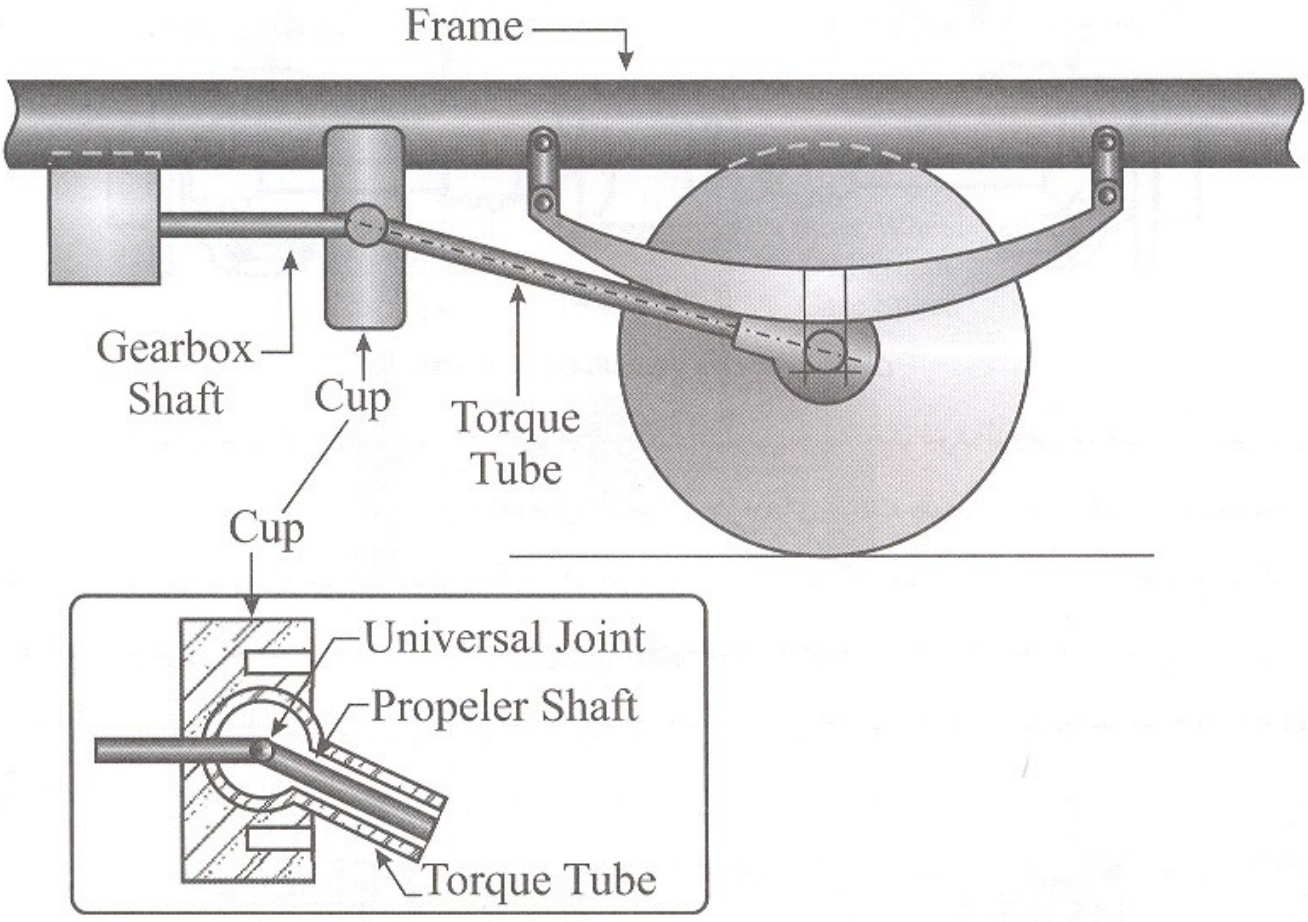
یکی از مسائل مهم در طراحی میل گاردان، کنترل ارتعاشات و کاهش لرزش‌های شدید در آن می‌باشد. به همین منظور به طور عمده از سه راه‌کار استفاده می‌شود:

- پس از ساخت، میل گاردان را توسط دستگاه‌های مخصوص بالانس می‌کنند و برای بالانس دقیق از سرب‌های چسبی که برای بالانس رینگ‌ها نیز به کار می‌رود، استفاده می‌کنند.
- اکثر میل گاردان‌ها از جنس فولاد ساخته می‌شوند ولی بعضی دیگر آلومینیومی یا از مواد ترکیبی از آلومینیوم و الیاف کربن (کامپوزیتی) ساخته می‌شوند. این نوع میل گاردان‌ها از نوع فولادی سبک‌تر و کم صداتر بوده و لرزش کمتری نیز دارند.
- استفاده از میل گاردان‌های دو تکه (چند تکه) به جای میل گاردان‌های یکپارچه روش مناسب دیگری برای کاهش ارتعاشات و نوسانات میل گاردان می‌باشد. در بسیاری از موارد میل گاردان به صورت یک تکه می‌شود که در این‌صورت در دو سر آن از اتصال یونیورسال و از یک اتصال کشوئی (لغزشی) در طول گاردان استفاده می‌شود. ولی امروزه در اکثر خودروها از میل گاردان دو تکه استفاده می‌شود. این میل گاردان‌ها سه اتصال یونیورسال دارند که در محل اتصال تکه‌های گاردان به یکدیگر و در دو سر انتهای میل گاردان به کار می‌روند. ولی همانند حالت قبل (میل گاردان یکپارچه) استفاده از یک اتصال کشوئی در طول گاردان کافی است. در این حالت یک یاتاقان‌بندی ثابت به همراه یک لاستیک ضربه‌گیر در وسط گاردان که زیر شاسی نصب می‌شود استفاده می‌شود تا از ارتعاش میل گاردان جلوگیری شود. این میل گاردان‌ها بر خلاف حالت قبل به صورت توپر ساخته می‌شوند. استفاده از میل گاردان دو تکه احتمال تابیدگی و بریدن گاردان را کاهش می‌دهد و از نیروی گریز از مرکز میل گاردان به هنگام گردش جلوگیری می‌کند. مزیت عالی کوتاه بودن میل گاردان این است که از نیروی موتور کاسته نمی‌شود و به طور کامل به دیفرانسیل منتقل می‌گردد، در نتیجه اتومبیل دارای قدرت بیشتری می‌شود. همچنین به علت طول کوتاهتر، ارتعاشات میل گاردان نیز گرفته می‌شود.



شکل (۷-۹) میل گاردان دو تکه

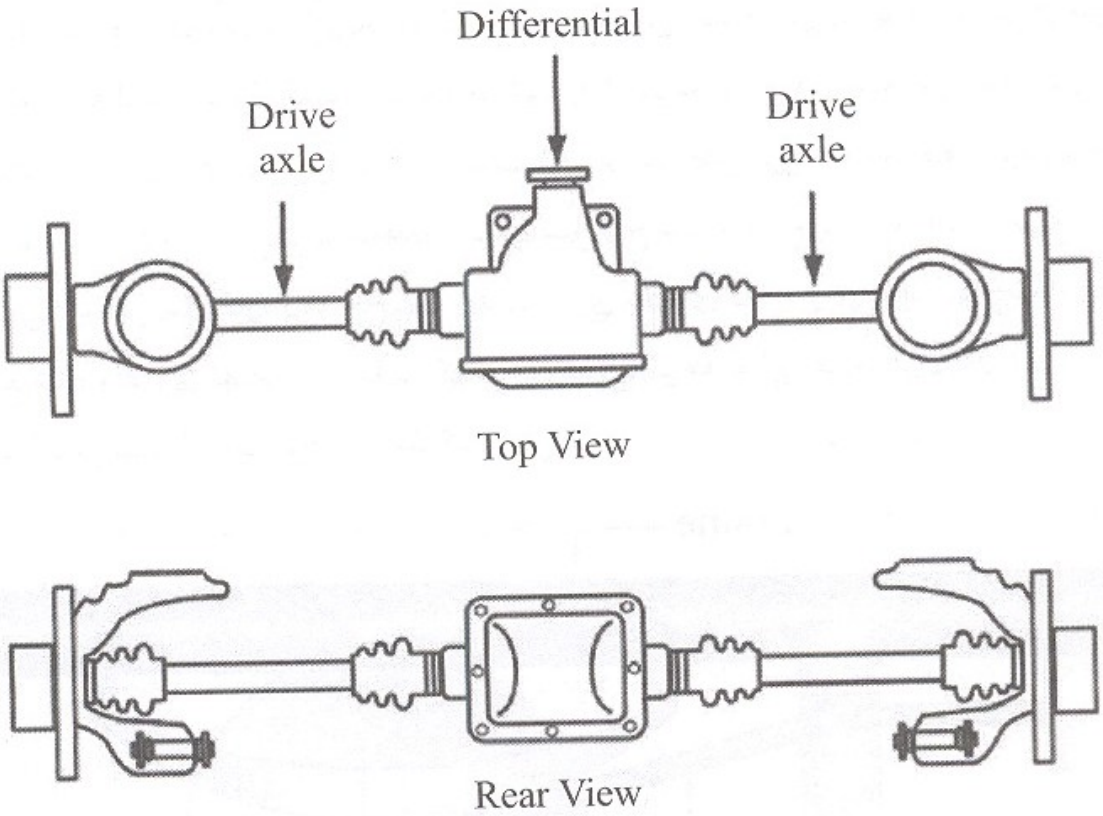
نوع خاصی از میل گاردان‌ها به نام گاردان لغزشی داخل لوله، می‌باشد که در این نوع، قسمتی از میل گاردان را داخل لوله‌ای که لوله‌ی کنترل گشتاور نامیده می‌شود، قرار می‌دهند. در این‌گونه خودروها نیروی فشاری به لوله‌ی کنترل گشتاور، وارد می‌شود. در این حالت فقط از یک قفل گاردان استفاده می‌شود. لوله‌ی کنترل گشتاور که لوله‌ی مستحکمی است به محفظه‌ی دیفرانسیل پیچ شده و از تغییر شکل آن در موقع اعمال نیرو جلوگیری می‌کند. این میل گاردان‌ها خاصیت جذب انرژی بالاتری داشته و می‌توانند در هنگام تصادف به خوبی جمع شده و انرژی تصادف را جذب کنند. همچنین با توجه به این که مسیر انتقال قدرت را به خط مستقیم نزدیک می‌کنند، از افت توان نیز جلوگیری می‌کنند.



شکل (۷-۱۰) میل گاردان لغزشی داخل لوله

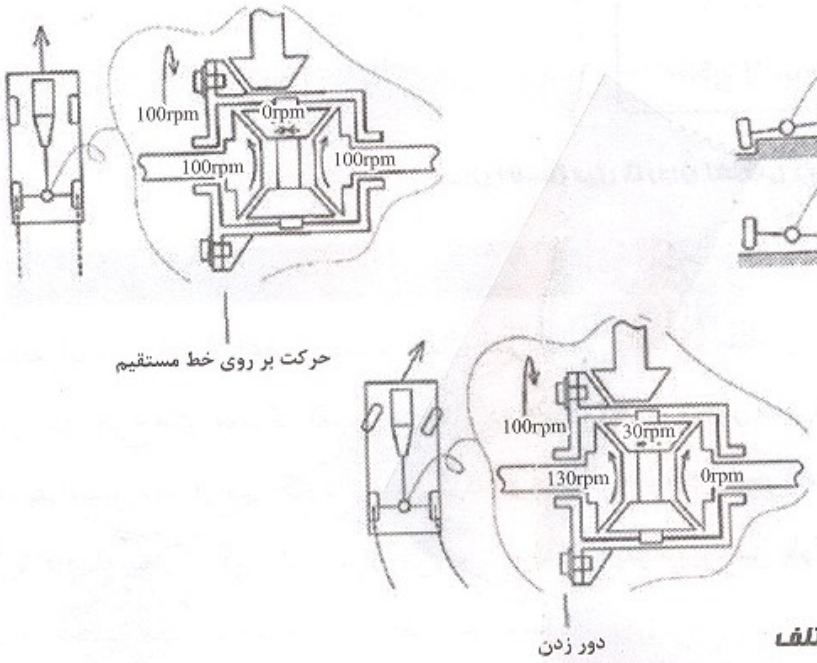
۷-۳) دیفرانسیل

دیفرانسیل یکی از اعضا سیستم انتقال قدرت می‌باشد که متناسب با وضعیت حرکت خودرو، دور و گشتاور را بین چرخ‌های محرک تقسیم می‌کند. در خودروهای محور محرک عقب (خودروهایی که میل‌گاردان دارند) دیفرانسیل بعد از میل گاردان قرار گرفته و در خودروهای محور محرک جلو (خودروهای بدون میل گاردان) بلافاصله بعد از گیربکس قرار می‌گیرد. بعد از دیفرانسیل نیز پلوس‌ها قرار دارند که از دیفرانسیل به سمت چرخ‌های محرک خارج می‌شوند. دیفرانسیل بر روی محور محرک و در بین آن قرار می‌گیرد.



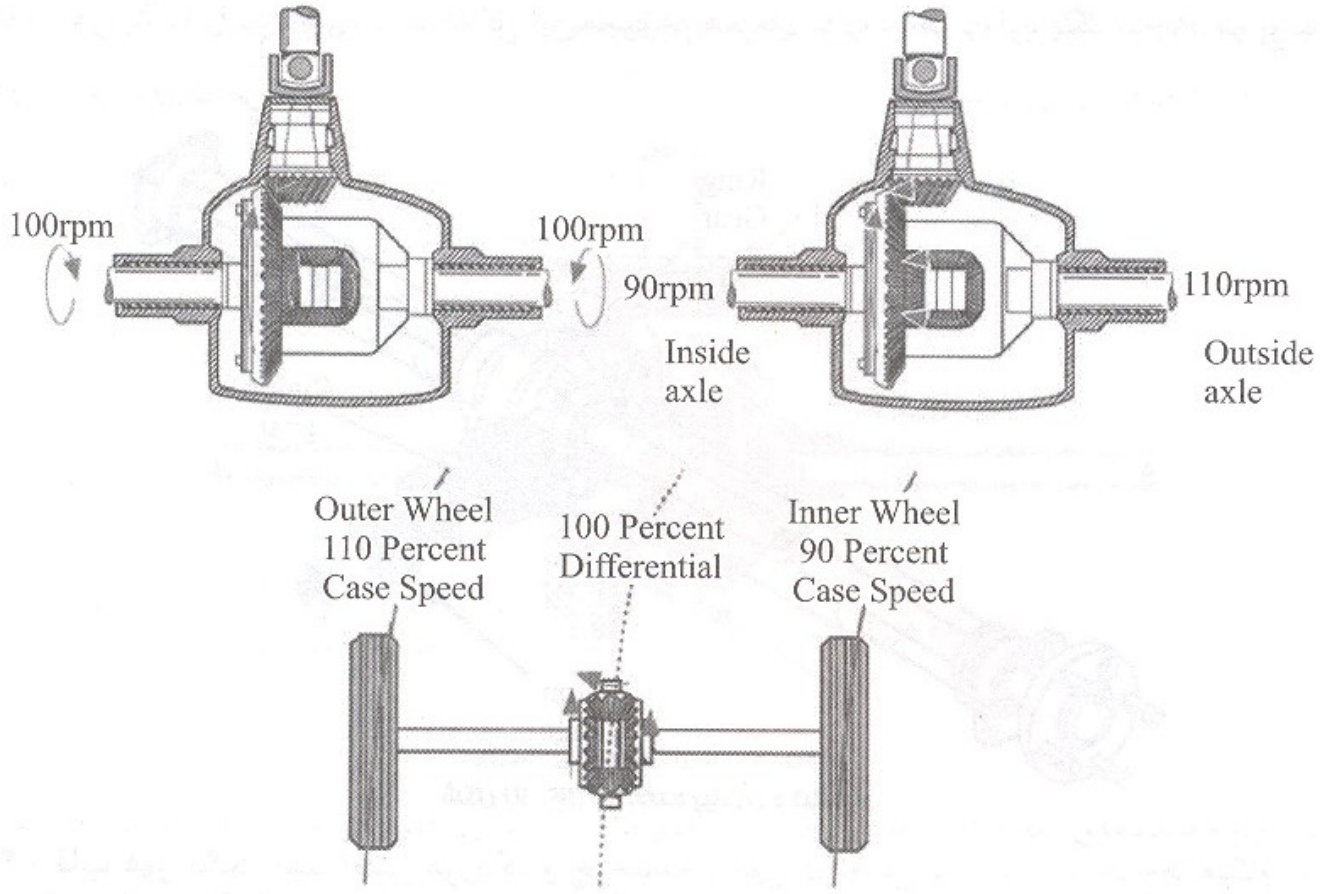
شکل (۷-۱۱) دیفرانسیل و محل قرار گیری آن

اگر خودرو همواره بر روی خط راست حرکت می‌کرد و احتیاجی به پیچیدن نبود، لزومی نداشت از دیفرانسیل در خودرو استفاده کنیم. در سر پیچ‌ها و جاده‌های ناهموار، چرخ‌های سمت چپ و راست خودرو مسافت‌های متفاوتی را طی می‌کنند، به عبارت دیگر هنگامی‌که خودرو دور می‌زند باید چرخی که در طرف خارج پیچ است با سرعت بیشتری نسبت به چرخ دیگر (داخل پیچ) بچرخد و یا همچنین هنگامی‌که یک چرخ از روی یک برجستگی عبور می‌کند باید از چرخ دیگر تندتر بچرخد، دیفرانسیل امکان ایجاد این تغییرات سرعت را فراهم می‌آورد.



شکل (۷-۱۲) تغییرات سرعت هنگام شرایط مختلف

همچنین دیفرانسیل دستگاهی است که نیروی حاصله از موتور را موقعی که وسیله نقلیه به طور مستقیم و در سطح صاف حرکت می‌کند، به طور مساوی بین چرخ‌های عقب تقسیم می‌کند ولی موقع دور زدن و یا چپ و راست رفتن می‌تواند نیروی موتور را نسبت به احتیاج هر چرخ بین چرخ‌های محرک تقسیم کند.



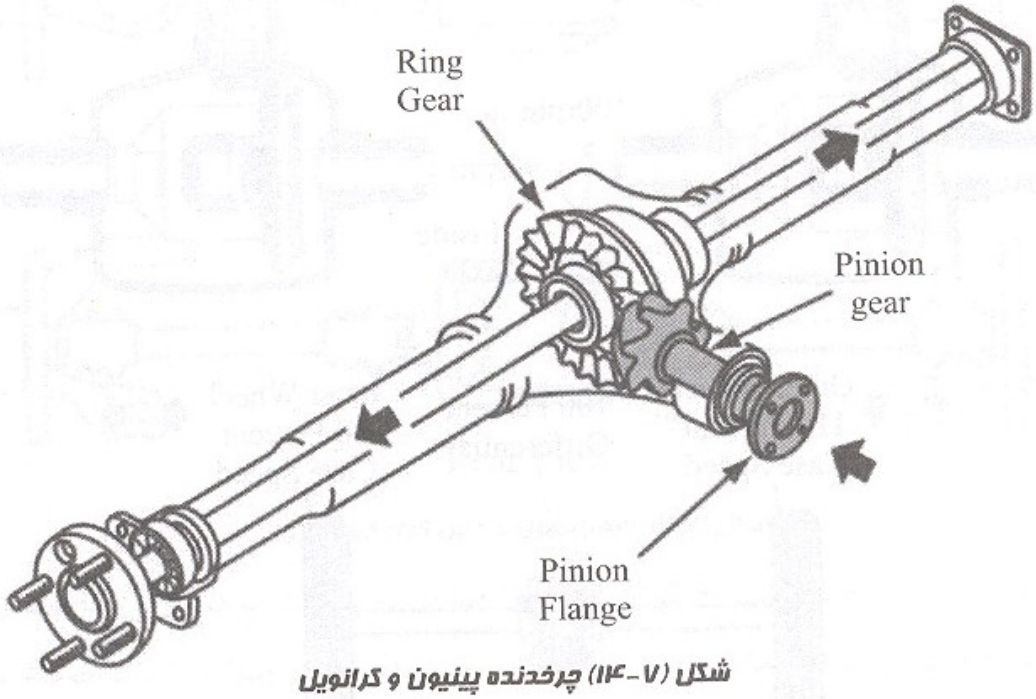
شکل (۷-۱۳) عملکرد دیفرانسیل

۷-۳-۱) اجزا دیفرانسیل

دیفرانسیل نیز همانند گیربکس مجموعه‌ای متشکل از چرخدنده می‌باشد که میل گاردان به عنوان محور ورودی آن و میل پلوس که به سمت چرخ‌ها می‌رود، محور خروجی آن می‌باشد. دیفرانسیل شامل: چرخدنده پینیون، چرخدنده کرانویل، قاب هوزینگ، چرخدنده‌های هرزگرد، چرخدنده‌های پلوس، میل پلوس و پوسته دیفرانسیل (کله گاوی) می‌باشد.

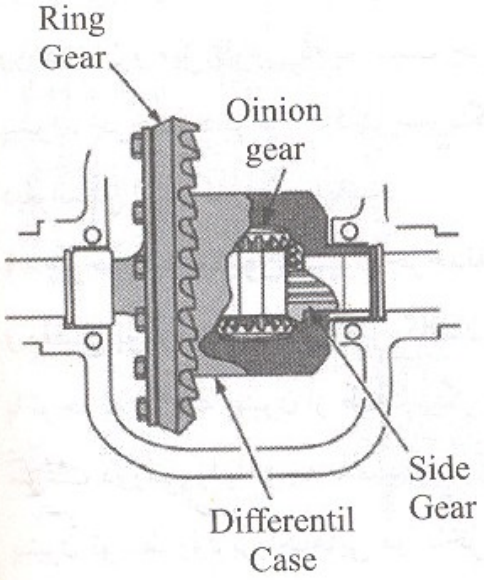
۱- چرخدنده پینیون: پینیون چرخدنده کوچکی است که بر روی محور ورودی دیفرانسیل نصب می‌گردد و مفصل یونیورسال انتهایی میل گاردان، گشتاور و سرعت دورانی خود را به چرخدنده پینیون منتقل می‌کند. با توجه به این که پینیون از طرف دیگر با چرخدنده بزرگتری که کرانویل نام دارد درگیر می‌باشد و گشتاور و سرعت دورانی را با توجه به نسبت درگیری (نسبت تعداد دندانه پینیون و کرانویل) به کرانویل منتقل می‌کند. پینیون توسط رولربرینگ‌هایی در داخل پوسته دیفرانسیل ثابت شده و تنها اجازه دوران دارد.

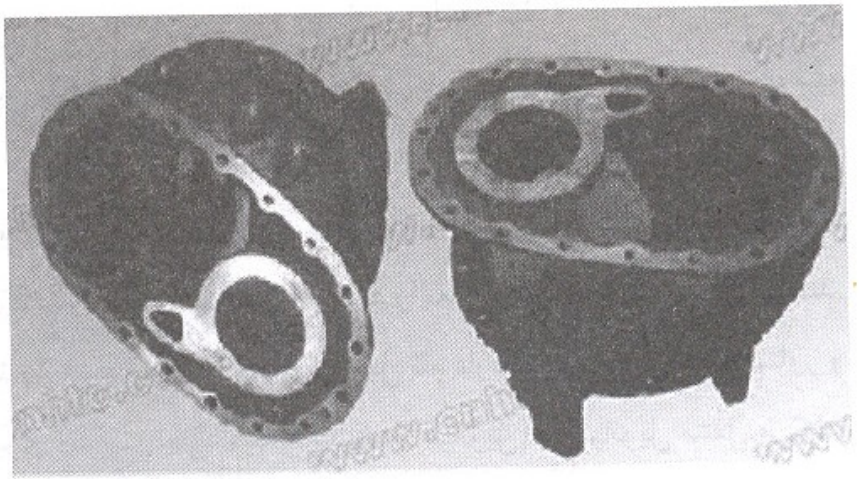
۲- چرخدنده کرانویل: کرانویل چرخدنده بزرگتری می‌باشد که دنده‌های آن در کنار قرار گرفته است و در اثر درگیری با پینیون به گردش در می‌آید. با توجه به این که کرانویل روی هیچ محوری تثبیت نگردیده است، می‌تواند به صورت مستقل گردش نماید. گردش کرانویل گردش پوسته متصل به آن (قاب هوزینگ) را نیز در پی دارد که کل این مجموعه همزمان بر روی هر رولربرینگ موجود در پوسته دیفرانسیل دوران می‌کنند.



شکل (۷-۱۴) چرخدنده پینیون و کرانویل

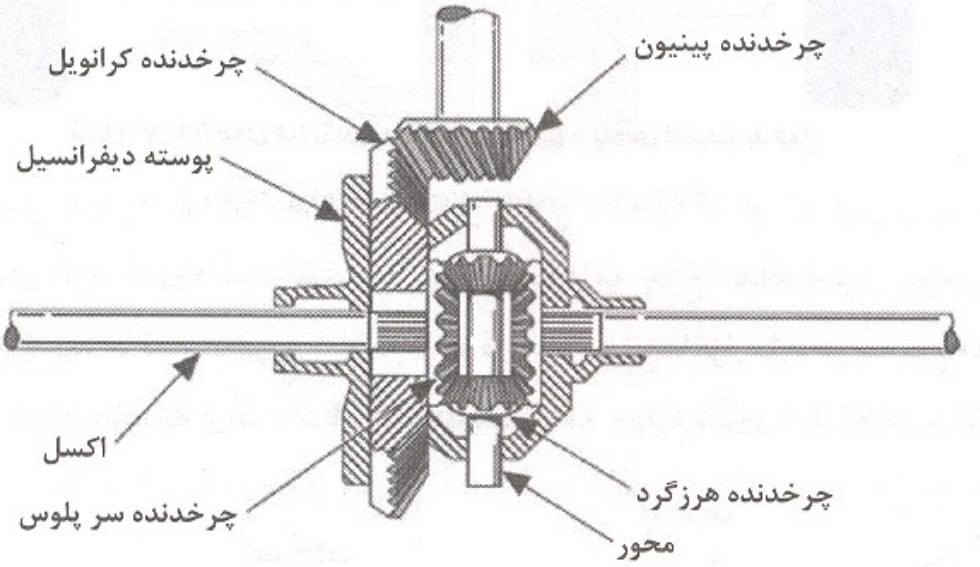
۳- قاب هوزینگ: وظیفه اصلی هوزینگ و چرخدنده داخلی آن تعدیل یا تنظیم دور چرخ‌ها هنگام دور زدن یا حرکت در پیچ‌ها می‌باشد. هوزینگ یک چارچوب جعبه‌ای شکل می‌باشد که بر روی بدنه کرانویل نصب گردیده و می‌تواند همراه با آن بچرخد. سایر چرخدنده‌های دیفرانسیل در داخل قاب هوزینگ قرار می‌گیرند و می‌توانند همراه آن بچرخند.





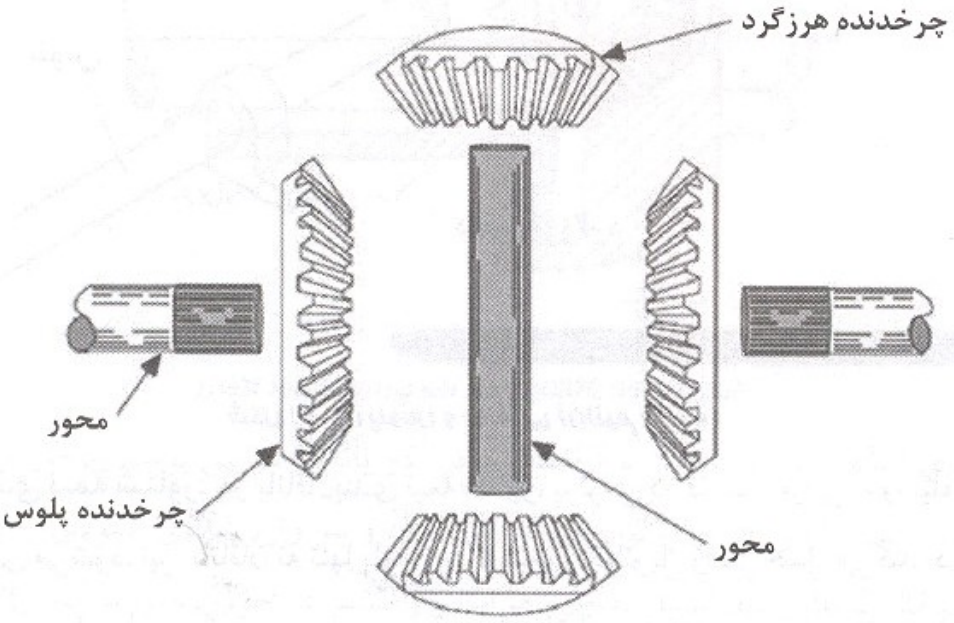
شکل (۷-۱۵) قاب هوزینگ

۴- چرخدنده‌های هرزگرد: دو چرخدنده هرزگرد در داخل قاب هوزینگ قرار دارند که با گردش کرانویل و هوزینگ، کل مجموعه چرخدنده‌های هرزگرد به همراه محور و تکیه‌گاه‌های آن نیز به گردش در می‌آیند. این دو چرخدنده از نوع چرخدنده‌های مخروطی می‌باشند که نقش اساسی آن‌ها در ایجاد تغییر دور در دو چرخ محرک می‌باشد. دنده‌های هرزگرد روی محورهای خود آزاد هستند و می‌توانند در مواقع لزوم (ایجاد تغییر دور) حول آن دوران نمایند.

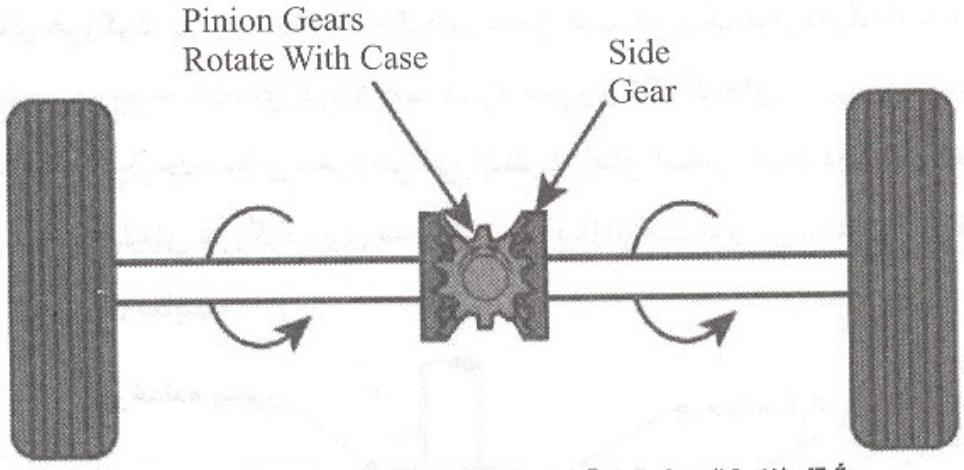


شکل (۷-۱۷) چرخدنده‌های هرزگرد

۵- چرخدنده‌های پلوس: دو عدد چرخدنده مخروطی دیگر درون قاب هوزینگ وجود دارد که بر میل پلوس‌ها سوار بوده و باعث چرخش میل پلوس می‌شوند تا دوران از این طریق به چرخ‌ها منتقل شود. این دو چرخدنده پلوس، همواره با چرخدنده‌های هرزگرد درگیر می‌باشند.

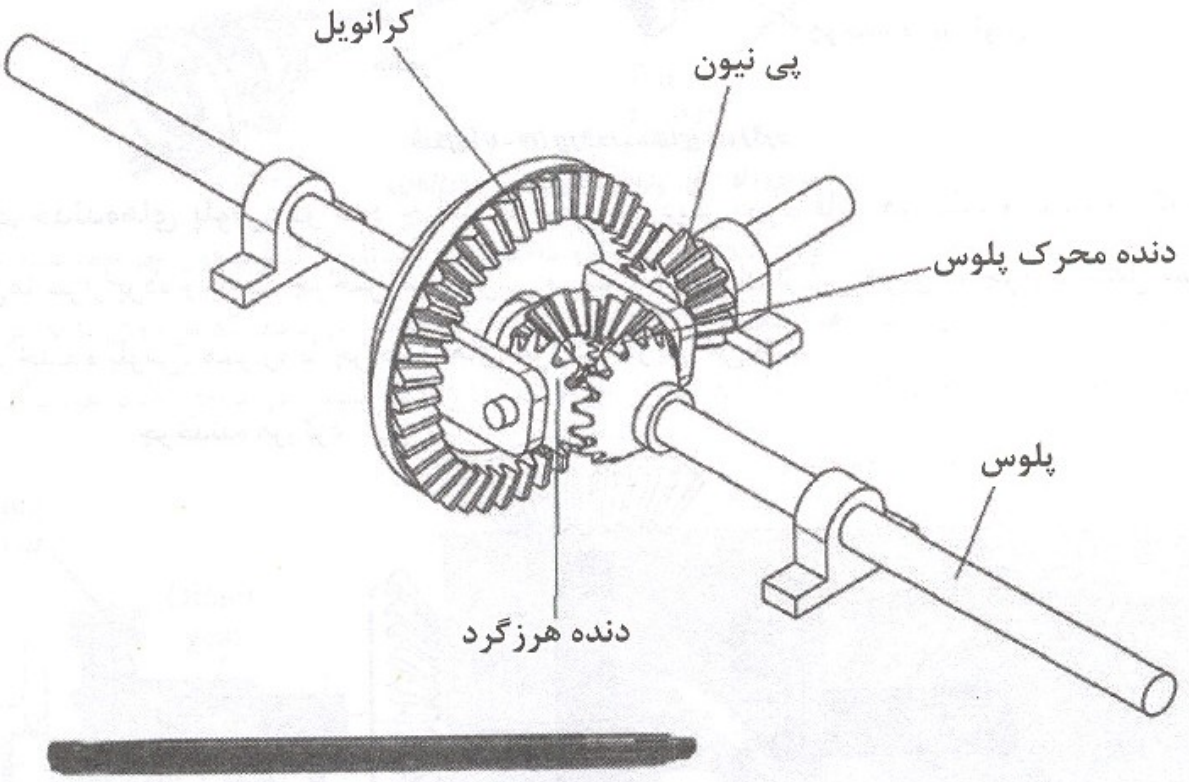


شکل (۷-۱۷) چرخدنده‌های پلوس و هرزگرد



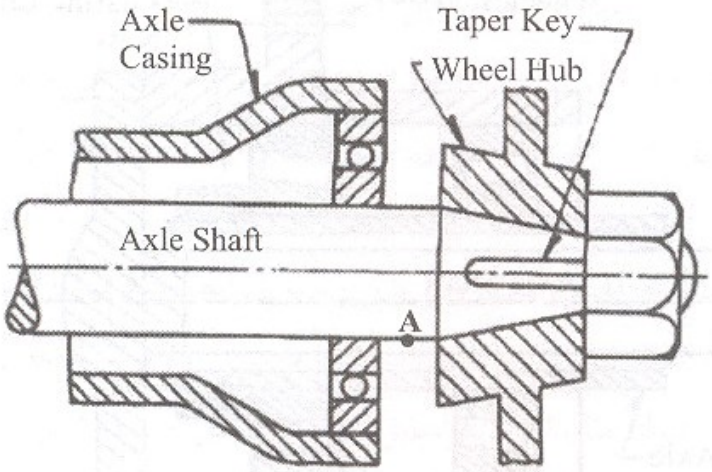
شکل (۷-۱۸) محل قرارگیری دنده های جانبی و پلوس نسبت به چرخ

۶- میل پلوس: میل پلوس‌ها از دو سمت دیفرانسیل خارج شده و گشتاور و دور را به سر چرخ‌ها می‌فرستند. در همه‌ی انواع محورهـــا قسمت مرکزی پلوس‌ها به چرخ دندانه محرک پلوس به صورت هزارخاری متصل می‌شود، اما قسمت بیرونی پلوس‌ها که در طرف چرخ‌ها قرار دارد در سه نوع طرح مختلف (اتصال) ساخته می‌شود؛ یاتاقان‌بندی نیمه شناور- یاتاقان‌بندی سه چهارم شناور- یاتاقان‌بندی تمام شناور.



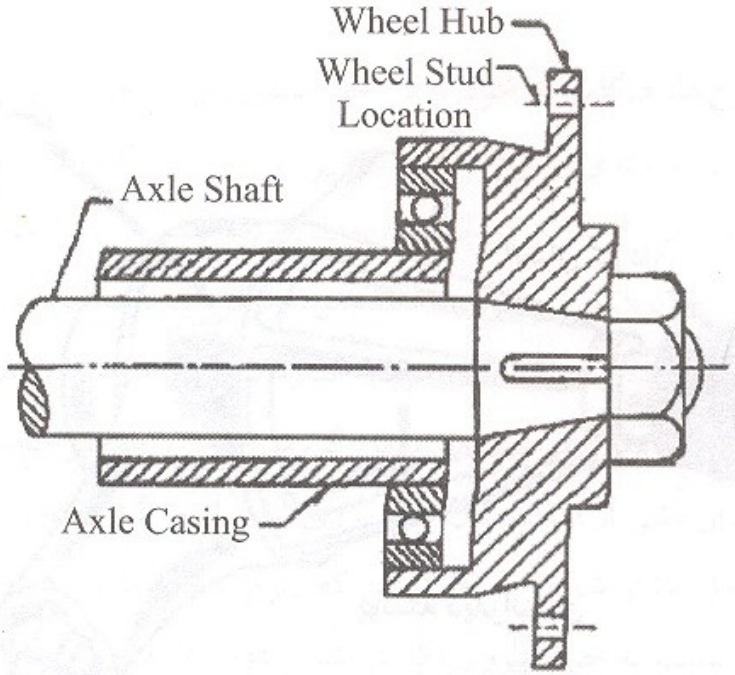
شکل (۷-۱۹) پلوس و جانمایی آن(نیم شفت)

الف- یاتاقان‌بندی نیمه شناور: در یاتاقان‌بندی نیمه شناور، پولوس در قسمت میانی به وسیله یک رولربرینگ مخروطی نگه‌داری می‌شود. این یاتاقان نه تنها پلوس بلکه محور کرانویل را نیز حمل می‌کند. در قسمت بیرونی نیز یاتاقانی بلبرینگی یا رولربرینگی بین پولوس و قسمت داخلی پوسته‌ی محور نصب می‌شود. با این طرح پولوس در عین انتقال گشتاور دیفرانسیل به چرخ‌ها، بار وارد شده بر خودرو را هم تحمل می‌نماید.



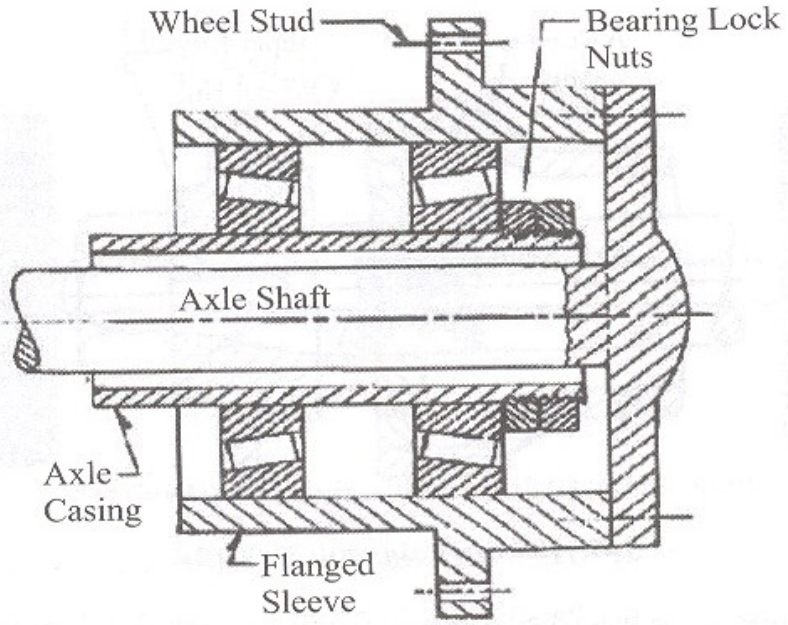
شکل (۷-۲۰) یاتاقان‌بندی نیمه شناور اکسل

ب- یاتاقان‌بندی سه چهارم شناور: این نوع اتصال محور اختلاف اندکی با حالت قبل دارد و در قسمت میانی مشابه محور نیمه شناور یاتاقان‌بندی شده اما در قسمت بیرونی، یاتاقان آن بین فلانچ (توپی) چرخ و پوسته‌ی خارجی محور قرار می‌گیرد. این یاتاقان نیروی وارد شده از اتاق خودرو را تحمل می‌نماید. در مواقع عادی نیروی چرخ‌ها به پوسته‌ی خارجی محور وارد می‌شود و پولوس، بار اتاق و خودرو را تحمل نمی‌کند.



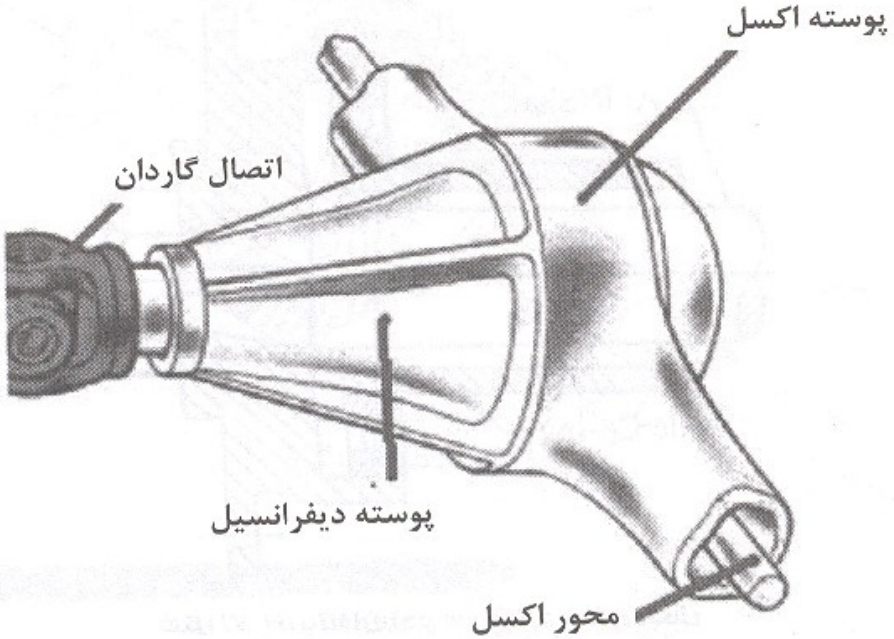
شکل (۷-۲۱) یاتاقان‌بندی سه چهارم شناور اکسل

ج- یاتاقان‌بندی تمام شناور: در این نوع اتصال محور دو یاتاقان در بین پوسته‌ی خارجی محور و فلانج چرخ به کار رفته است. با این طرح، پولوس دیگر وزن اتاق و بار وارد شده‌ی عمودی را تحمل نمی‌نماید. تنها کار پلوس انتقال گشتاور دیفرانسیل به چرخ‌ها است و بیشتر در خودروهای سنگین کاربرد دارد.



شکل (۷-۲۲) یاتاقان‌بندی تمام شناور اکسل

۷- پوسته دیفرانسیل (کله گاوی): پوسته دیفرانسیل که همه اجزا دیفرانسیل شامل چرخدنده پینیون، کرانویل، هرزگرد و پلوس و قاب هوزینگ در داخل آن قرار می‌گیرند، از روغن دیفرانسیل که معمولاً از جنس واسکازین می‌باشد، پر می‌شود.



شکل (۷-۲۳) پوسته دیفرانسیل

۷-۳-۲) وظایف دیفرانسیل

۱- کاهش سرعت: برای افزایش کشش (توان) خودرو، دیفرانسیل بایستی گشتاور زیادی را به چرخ‌ها منتقل نماید. مثلاً دور موتورهای بنزینی معمولی در حدود 6000RPM و دور موتورهای اسپورت و مسابقه‌ای در

حدود 7500RPM می‌باشد. چنین دورهایی قبل از انتقال به چرخ‌ها باید به اندازه لازم در حدود (750-1200RPM) تقلیل یابند. مقداری از این کاهش دور (افزایش گشتاور) در گیربکس انجام می‌شود ولی در دیفرانسیل با نسبت بالاتری کاهش می‌یابد. کاهش دور در دیفرانسیل به وسیله درگیری چرخدنده‌های پینیون و کرانویل انجام می‌گیرد. چنان‌چه اگر تعداد دنده‌های پینیون و کرانویل را مساوی انتخاب کنیم هیچ تغییر دور (کوپلی) در این قسمت نخواهیم داشت. ولی با توجه به شرایط مورد نیاز (گشتاور انتقالی به سر چرخ‌ها زیاد و سرعت آن کم باشد) بنابراین برای کاهش سرعت بایستی تعداد دندانه‌های کرانویل نسبت به پینیون را بزرگتر انتخاب کنیم. به عنوان مثال اگر دیفرانسیل فولکس واگن ۱۲۰۰ را در نظر بگیریم، تعداد دنده‌های چرخدنده‌های پینیون و کرانویل به‌ترتیب ۸ و ۳۵ می‌باشد.

۲- تغییر جهت نیرو: تغییر اساسی که دیفرانسیل در خط نیرو انجام می‌دهد، تغییر جهت نیرو است که به وسیله پینیون و کرانویل (مکانیزم انتقال نیرو) صورت می‌گیرد. چون خط محرک و محور خروجی گیربکس در امتداد طولی خودرو قرار گرفته‌اند و محورهای محرک چرخ‌های عقب (میل پلوس‌ها) در امتداد عرضی اتومبیل واقع شده‌اند، لازم است از مکانیزمی استفاده شود که نیرو را تحت زاویه ۹۰ درجه به چرخ‌های محرک خودرو منتقل نماید که این به وسیله درگیری پینیون و کرانویل (درگیری چرخدنده‌های مخروطی) انجام می‌گیرد.

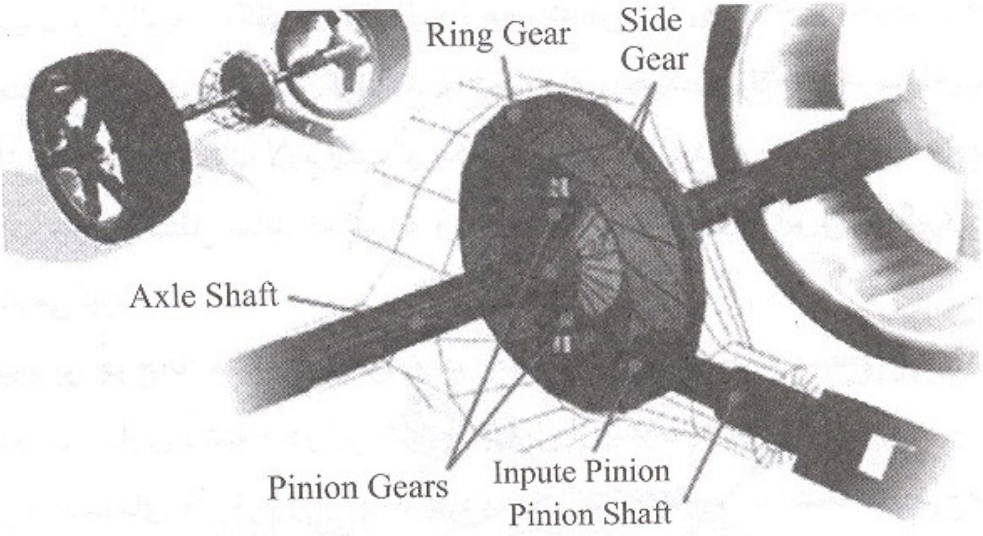
۳- تقسیم نیرو بر چرخ‌ها: هنگامی‌که خودرو در خط مستقیم و در جاده مسطح حرکت می‌کند هر دو چرخ محرک دوران مساوی داشته و در این شرایط نیرویی از پینیون به کرانویل منتقل می‌شود که از طریق بدنه دیفرانسیل به دنده‌های هرزگرد و از آن‌جا به دنده‌های سرپولوس و در نتیجه به چرخ‌ها می‌رسد. (در این حالت برای درک بهتر می‌توان فرض کرد که دنده‌های هرزگرد به دنده‌های سرپلوس جوش خورده‌اند، بنابراین دور چرخ‌ها مساوی بوده و هر کدام دورانی به اندازه کرانویل خواهند داشت).

۴- تنظیم دور هنگام گردش در سر پیچ‌ها: هنگام گردش خودرو در سر پیچ، چرخ داخلی پیچ تحت نیروی وزن خودرو و فشار ناشی از انتقال وزن که بر روی آن قرار می‌گیرد منجر به این می‌شود که نیروی فشاری وارد به چرخ داخل بیشتر شود و به علت این که چرخ داخلی با توجه به شعاع پیچ نیاز به دوران و طی مسافت کمتری نسبت به چرخ بیرونی(که در شعاع دورتری قرار گرفته است) دارد. با توجه به این‌که هوزینگ با دنده‌های پلوس، از طریق هرزگرد مرتبط می‌شود، دنده هرزگرد که سعی می‌کند با نیروی وارده، چرخ سمت داخل را بچرخاند، موفق نشده و در نتیجه به صورت هرز می‌چرخد (چرخش حول محور خود)، بدون این‌که نیرو را به چرخ داخل پیچ منتقل نماید و به این‌ترتیب سرعت چرخ داخل پیچ کمتر از چرخ خارجی می‌شود. و این عمل تا زمانی ادامه دارد که عکس‌العمل نیروی ثقل روی چرخ داخل پیچ فشار می‌آورد. بدین ترتیب حرکت اتومبیل در سر پیچ‌ها باعث دوران دنده‌های هرزگرد نسبت به محورشان

می‌شود و در نتیجه سرعت دورانی پلوس‌ها مساوی نخواهد بود. به محض این که خودرو در مسیر مستقیم قرار گرفت و نیروی ثقل از چرخ داخل برداشته شد، چرخش دنده هرزگرد به صورت هرز متوقف شده و دوباره پولوس تابع چرخش کرانویل و هوزینگ می‌شود.

۷-۳-۳) انواع دیفرانسیل در خودروها

۱- دیفرانسیل ساده (باز): این نوع دیفرانسیل ساده‌ترین و رایج‌ترین نوع دیفرانسیل می‌باشد و عملکرد و اجزا آن همان‌گونه است که در بخش قبلی اشاره شد. اغلب خودروهای سواری مجهز به این نوع دیفرانسیل می‌باشند و در بیشتر موارد بر روی محور عقب سوار می‌شود هر چند در سال‌های اخیر استفاده از دیفرانسیل ساده در محور جلو نیز افزایش یافته است.



شکل (۷-۲۴) دیفرانسیل ساده (باز)

۲- دیفرانسیل سیستم چهار چرخ محرک: اغلب خودروهای سبک دارای دو چرخ محرک هستند، ممکن است دو چرخ عقب محرک باشد (روآ) و یا دو چرخ جلو محرک باشد (پراید). هنگامی‌که سطح جاده لغزنده می‌شود و یا هنگام شیب‌پیمایی تند، دو چرخ محرک اصطکاک و نیروی لازم را با سطح ایجاد نکرده و یکی از دو چرخ متحرک یا هر دو آن‌ها لغزش می‌کنند. لغزش چرخ‌های متحرک روی چرخ‌های محرک و محفظه هرزگردها در دیفرانسیل تأثیر گذاشته و باعث ایجاد تغییر دور ناخواسته می‌شود.

اما در سیستم چهار چرخ محرک که اغلب دارای دو دیفرانسیل (دیفرانسیل کوچک در جلو و دیفرانسیل بزرگتر در عقب) می‌باشند، با توجه به این‌که هر چهار چرخ می‌توانند محرک باشند، چرخ‌ها چسبندگی بهتری با سطح جاده داشته و در نتیجه کنترل خودرو و شرایط رانندگی در جاده راحت‌تر خواهد بود. همچنان که در فصل‌های قبلی نیز اشاره شد این سیستم در بعضی از خودروهای اسپورت (SUV) ماشین‌های باری و خودروهای نظامی کاربرد دارد و به‌دو صورت 4WD و AWD می‌باشند که قبلاً به‌طور کامل شرح داده

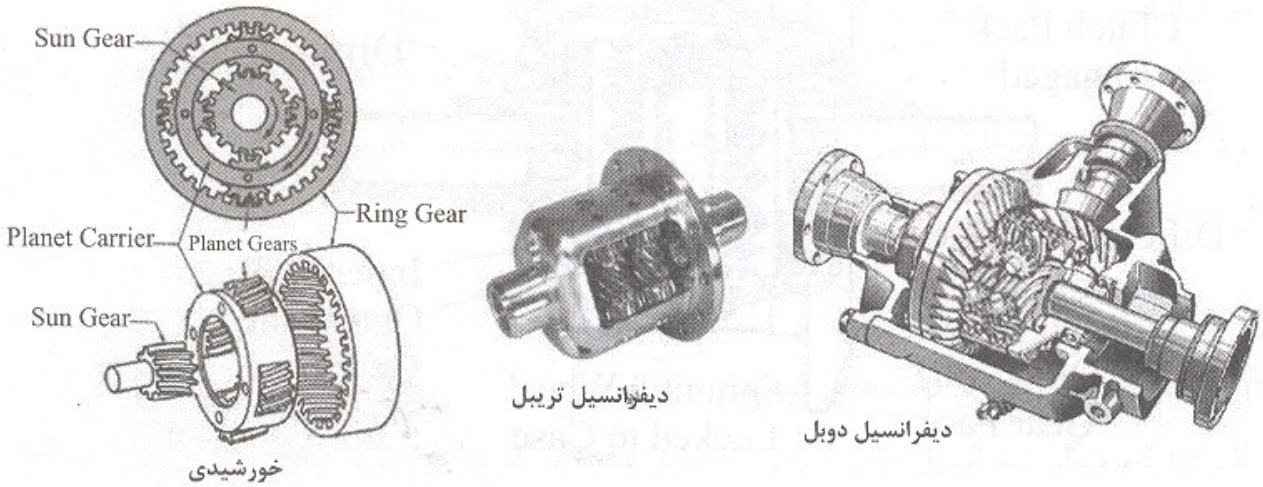
شده‌اند.

۳- دیفرانسیل کمک‌دار: دیفرانسیل کمک در سیستم انتقال قدرت خودروهای سنگین حمل و نقل و راه‌سازی به کار می‌رود. دیفرانسیل‌های کمک‌دار به صورت دوبل، تریپل و خورشیدی وجود دارد. در دیفرانسیل دوبل دو پینیون و دو کرانویل وجود داشته و کاهش دور در دو مرحله انجام می‌شود، این دو مرحله کاهش با نسبت ثابت و بدون تغییر می‌باشند. در نوع تریبل (سه گانه) دیفرانسیل مجهز به سیستم تعویض دنده است و در مواقعی‌که نیروی کششی کافی نباشد، راننده با فشردن کلیدی، به طور الکتریکی یا بوستر هیدرولیکی، ماهکی را حرکت داده و حالت دوم و سوم درگیری دیفرانسیل در آن ایجاد می‌شود که هر مرحله به نسبت خود می‌تواند دور را کاهش و گشتاور را افزایش دهد.

دیفرانسیل‌های خورشیدی همانند دیفرانسیل‌های دوبل عمل می‌کنند ولی در مرحله اول از یک پینیون و کرانویل استفاده می‌شود و در مرحله دوم از مجموعه دنده خورشیدی بهره گرفته می‌شود همچنین مرحله دوم آن به طور اختیاری، توسط راننده تعیین می‌گردد.

در این نوع دیفرانسیل یک مجموعه خورشیدی وجود دارد که دنده کرانویل به دنده رینگی پیچ شده و قفسه به محفظه دنده هرزگردها متصل می‌شود. در صورت به‌کار انداختن سیستم خورشیدی، دنده خورشیدی ثابت شده و دور و گشتاور کرانویل از طریق دنده رینگی به قفسه و از آن به پلوس‌ها منتقل می‌گردد.

هنگامی‌که دیفرانسیل در حالت کاهش دور و یا افزایش گشتاور است، دنده خورشیدی ثابت، دنده رینگی محرک و قفسه متحرک بوده و با نسبت $I_D = \frac{Z_C}{Z_R} = \frac{Z_R + Z_Z}{Z_R}$، گشتاور خروجی افزایش و دور خروجی کاهش می‌یابد. (Z_C تعداد دندانه قفسه، Z_R تعداد دندانه دنده رینگی، Z_S تعداد دندانه دنده خورشیدی می‌باشند)

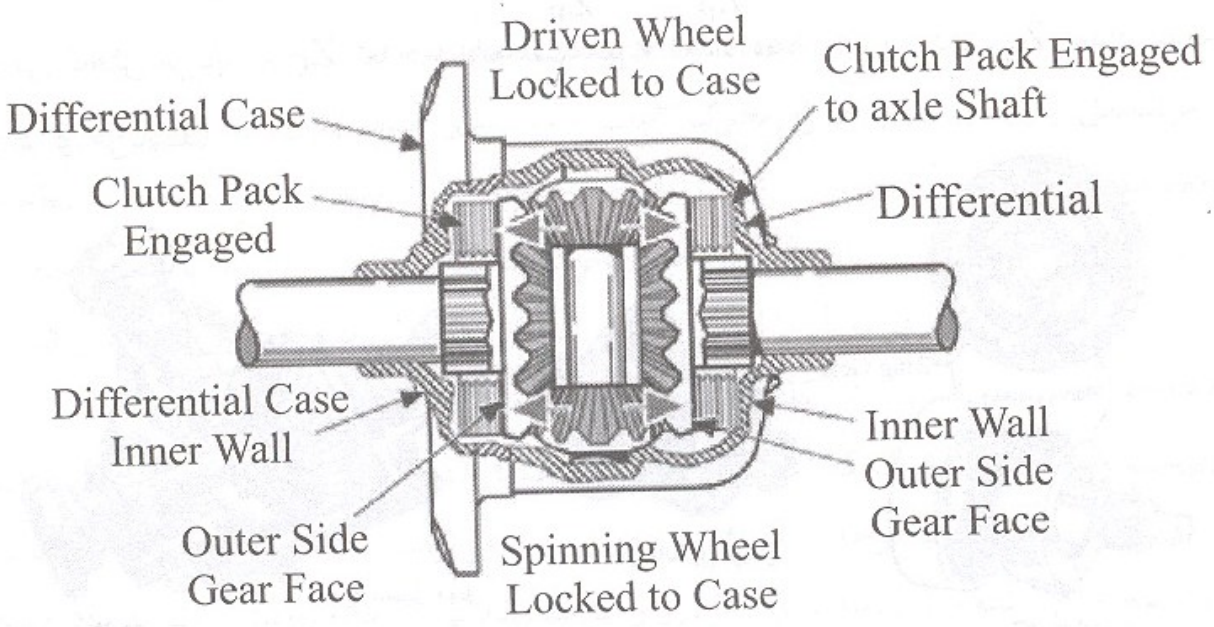


شکل (۷-۲۵) دیفرانسیل کمک‌دار(دوبل، تریبل و خورشیدی)

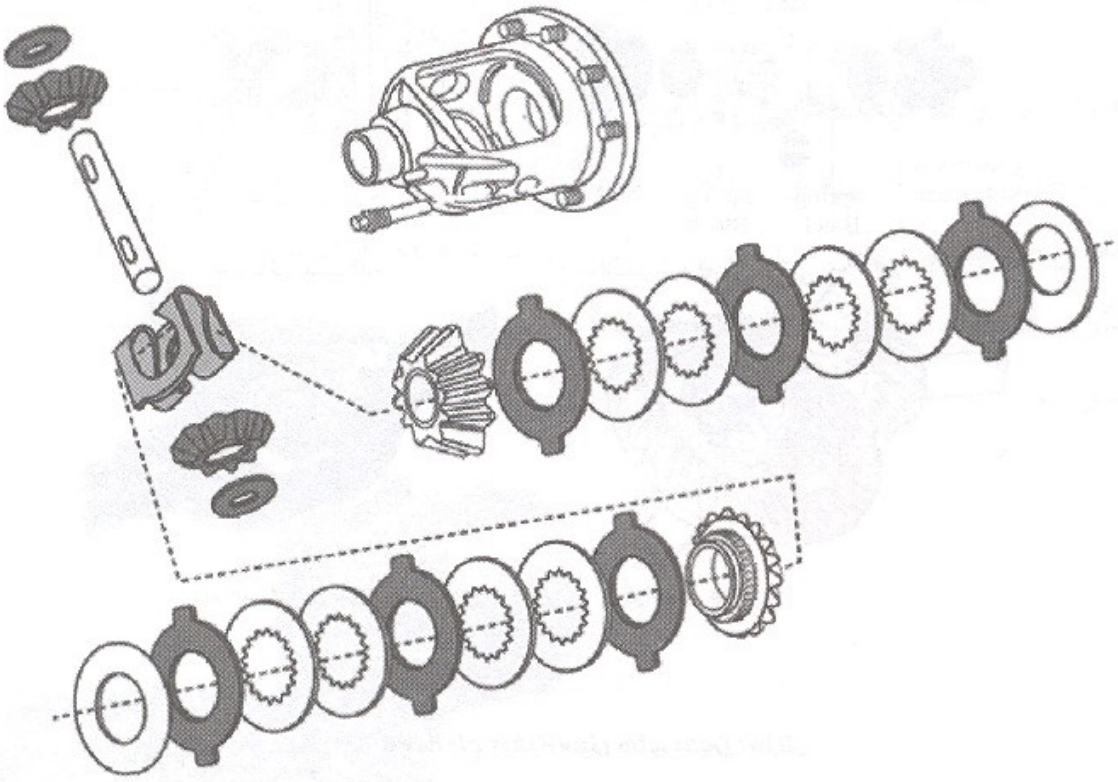
۴- دیفرانسیل‌های بدون لغزش: یکی از معایب دیفرانسیل‌های معمولی آن است که وقتی یکی از چرخ‌ها در جاده‌ای لغزنده و کم اصطکاک قرار بگیرد، این چرخ با سرعت زیاد چرخش نموده و همه نیروی میل گاردان از طریق همین چرخ مصرف می‌شود و چرخ دیگر هیچ‌گونه نیرویی را انتقال نمی‌دهد.

خاصیت دیفرانسیل این است که گشتاور یکسانی را به هر دو چرخ محرک انتقال می‌دهد. حال اگر یکی از چرخ‌ها در سطح لغزنده‌ای به سرعت بچرخد، چرخ دیگر هیچ‌گونه نیرویی را انتقال نخواهد داد. در این گونه موارد معمولاً خودرو، بی‌حرکت مانده و برای انتقال قدرت، باید حرکت چرخی که سریع می‌گردد به نحوی کندتر شود تا نیرو به چرخ دیگر نیز منتقل شود. ایجاد اصطکاک بیشتر بین چرخ لغزان و زمین لغزنده کار نسبتاً دشواری است و لذا در خودروهای پر قدرت و پیشرفته از دیفرانسیل‌های بدون لغزش استفاده می‌کنند.

عملکرد دیفرانسیل بدون لغزش به گونه‌ای می‌باشد که هرگاه اختلاف بین نیروهای مقاوم چرخ‌ها خیلی بیش از حد باشد، چرخدنده پلوس‌ها نسبت به قاب هیوزینگ توسط کلاچ‌ها و ترمزهایی که در داخل آن قرار دارد، قفل می‌شود. در این حالت کلاچ مخروطی بین دنده سرپلوس و محفظه دیفرانسیل قرار می‌گیرد و از طرف دیگر بین کلاچ مخروطی و دنده‌ها فنرهایی قرار دارد که سطوح مخروطی را به هم می‌فشارند و به این ترتیب نیروی اصطکاکی بین دنده سرپلوس و محفظه دیفرانسیل به وجود می‌آید. این نیرو با هر گونه اختلاف دورانی که بین پلوس‌ها به وجود آید مقابله کرده و از بروز اختلاف سرعت بین چرخ‌ها جلوگیری می‌نماید. البته در این طرح نیروی فنر باید به گونه‌ای محاسبه شود که در پیچ‌ها و هنگام دور زدن مزاحمتی برای کاستن از دور چرخ داخل پیچ یا افزایش دور چرخ خارج پیچ ایجاد نکند.



شکل (۷-۲۷)الف- دیفرانسیل ضد لغزش



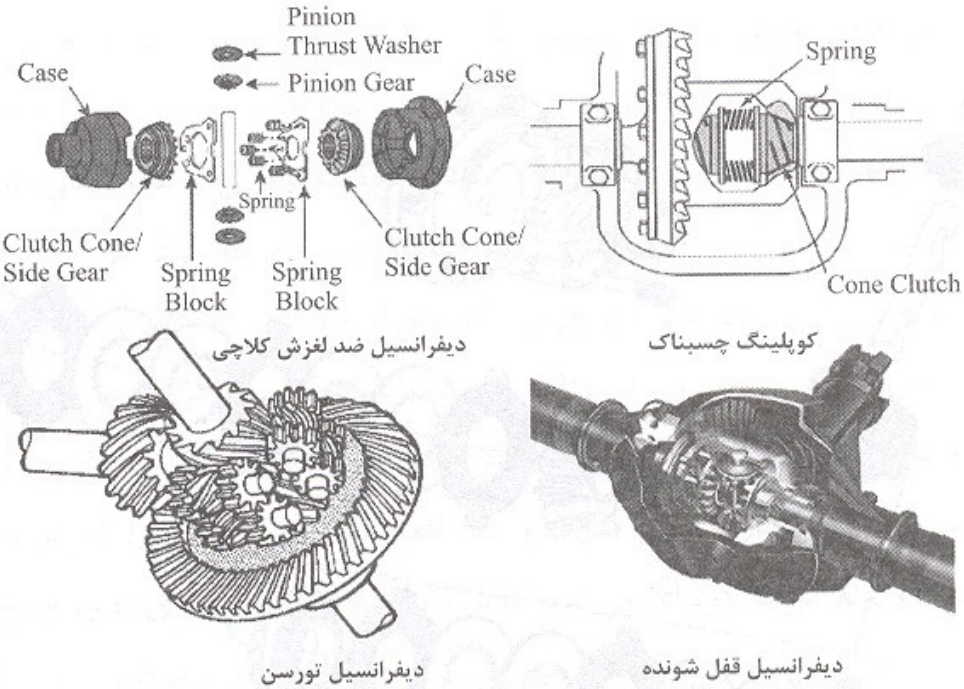
شکل (۷-۳۶)ب- اجزا باز شده دیفرانسیل ضد لغزش

سیستم دیفرانسیل بدون لغزش علاوه بر نوع کلاچی که توضیح داده شده انواع دیگری مانند کوپلینگ چسبناک، قفل شدنی و تورسن دارد که عملکرد آن‌ها شبیه به نوع کلاچی می‌باشد، ولی مکانیزم قفل شدن در آن‌ها می‌تواند به صورت هیدرولیکی یا پنوماتیکی باشد.

سیستم دیفرانسیل بدون لغزش به دو صورت اتوماتیکی و انتخابی می‌تواند فعال شود. در نوع اتوماتیک بدون دخالت راننده و بر اساس برآورد نیروهای وارد بر چرخ‌ها، دیفرانسیل قفل کرده و یا از حالت قفل آزاد می‌شود. اما در حالت انتخابی (دستی) راننده با توجه به شرایط مختلف از طریق فشار دادن کلید، سیستم ضد لغزش را فعال یا غیر فعال می‌کند.

۷-۳-۳-۱) انواع درگیری دنده‌های پینیون و کرانویل

از یک دیدگاه دیگر دیفرانسیل را بر اساس تعداد و نحوه درگیری دنده‌های پینیون و کرانویل به ۳ گروه تقسیم می‌کنند:



شکل (۷-۲۷) انواع دیفرانسیل های بدون لغزش

۱- گروه H (Hunting): در این گروه، هر یک از دنده‌های پینیون طی چند دور گردش با هر یک از دنده‌های کرانویل درگیر می‌شود که این ترکیب پینیون- کرانویل را جستجوگر یا تمام درگیر می‌نامند. به عبارت دیگر در این حالت امکان درگیر شدن هر یک از دندانه‌های پینیون با تمام دندانه‌های کرانویل وجود دارد. به عنوان مثال پینیون دارای ۹ دندانه و کرانویل دارای ۳۷ دندانه باشد نسبت تبدیل ٤/۱۱ خواهد بود.

۲- گروه NH (non-Hunting): در این گروه هر دندانه از پینیون تنها با تعداد خاصی از دندانه‌های کرانویل در تماس است به عنوان مثال اگر کرانویل ۳۰ دندانه و پینیون ۱۰ دندانه داشته باشد نسبت آن ۱:۳ خواهد بود. بنابراین در هر دور گردش کرانویل، هر دندانه از پینیون با همان سه دندانه خاص از کرانویل تماس یافته و با دیگر دندانه‌های کرانویل در تماس نخواهد بود. این نوع درگیری را می‌توان درگیری محدود نیز نامید. به عبارت دیگر هر دنده پینیون فقط با دنده‌های مشخصی از کرانویل درگیر می‌شود.

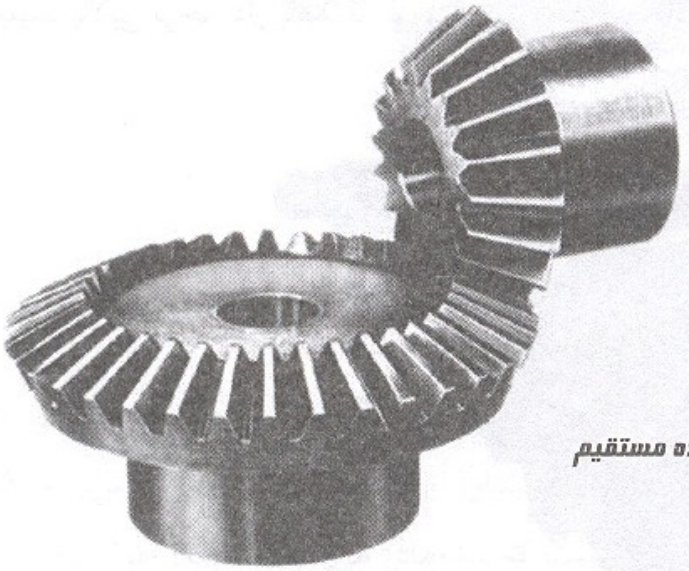
۳- گروه PNH (Period non Hunting): اختلاف بین گروه NH با این گروه در تعداد دندانه‌های درگیر کرانویل است. به عنوان مثال اگر نسبت درگیری ۱:۳/۵ باشد، در طول نخستین گردش کرانویل، یک دندانه از پینیون با تعداد مشخصی دندانه از کرانویل تماس داشته و در گردش دوم همان دندانه پینیون با دندانه‌های دیگر از کرانویل درگیر می‌شود. ولی دوباره در دور سوم با همان دندانه‌هایی که در دور اول درگیر شده بود، درگیر می‌شود و در دور چهارم با دندانه‌هایی درگیر می‌شود که در گردش دوم درگیر بود و این

حالت به صورت دوره‌ای (پریودیک) ادامه می‌یابد. این درگیری را اصطلاحاً درگیری نیمه محدود می‌گویند.

۷-۳-۳-۲) انواع چرخدنده‌های پینیون و کرانویل

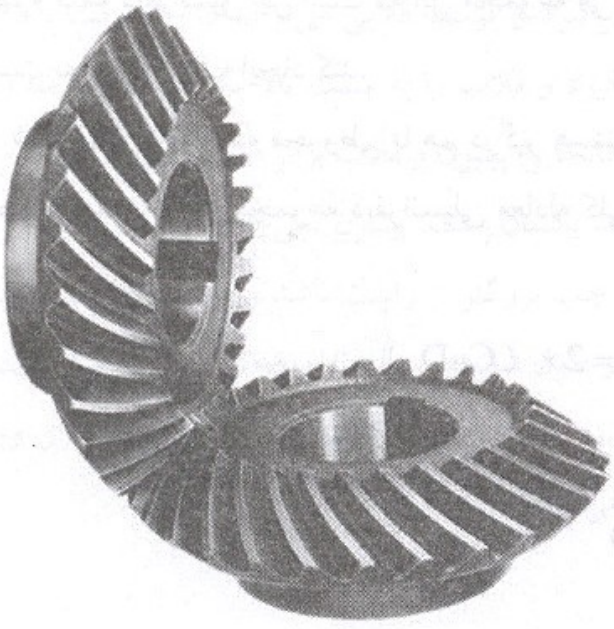
در چرخدنده‌های پینیون و کرانویل از سه نوع دندانه می‌توان استفاده کرد؛ مستقیم، مارپیچ و هیپوئیدی.

۱- دنده‌های مستقیم: در این نوع، ضمن درگیری پر سر و صدا در هر لحظه فقط یک دنده از هر چرخ با چرخ دیگر درگیر بوده و در نتیجه ظرفیت انتقال گشتاور آن زیاد نیست. امروزه از این دنده‌ها در دیفرانسیل استفاده نمی‌شود.



شکل (۷-۲۸) چرخ دنده‌های پینیون و کرانویل از نوع دنده مستقیم

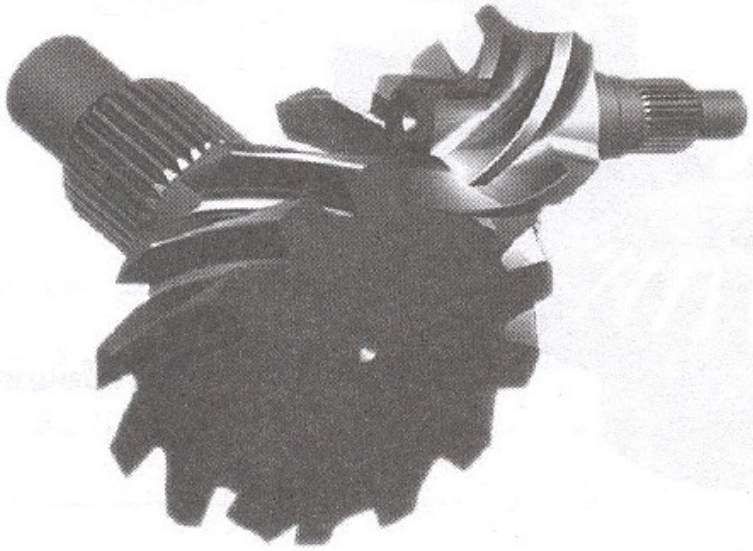
۲- دنده‌های مارپیچ: در طرح‌های جدید از چرخدنده‌های مخروط مارپیچی شکل استفاده می‌شود. این طرح مشکلات طرح قبلی را نداشته و ظرفیت درگیری بین دنده‌ها افزایش می‌یابد. در این چرخدنده‌ها امتداد محور پینیون و محور کرانویل در نقطه مرکزی کرانویل به هم می‌رسند.



شکل (۷-۲۹) چرخدنده‌های پینیون و کرانویل از نوع مارپیچ

۳- دندانه‌های هیپوئیدی: این چرخدنده‌ها در یک لحظه با بیش از یک دندانه درگیر و در تماس است. در ضمن درگیری و حرکت لغزشی آن‌ها بر روی یکدیگر موجب درگیری آرام‌تر و نرم‌تر آن‌ها نسبت به درگیری دنده‌های مارپیچ می‌باشد. همچنین بازده بالاتری نیز دارند. در این نوع چرخدنده‌ها محورهای پینیون و کرانویل در یک راستا نیستند و برای پایین بردن محور پینیون و کاستن برآمدگی داخل اتاق خودرو مناسب می‌باشند.

ولی از طرفی دیگر چون محور پینیون و کرانویل در یک امتداد نیستند، بار سطحی بالایی به دنده‌ها اعمال می‌شود و همچنین لغزش بین دنده‌ها بالا می‌باشد، بنابراین واسکازین مورد استفاده در این حالت باید از کیفیت بالایی برخوردار باشد تا بتواند فیلم روغن و محافظت از سطوح فلزی دنده‌ها را فراهم آورد.



شکل (۷-۳۰) چرخدنده‌های پینیون و کرانویل از نوع هیپونیدی

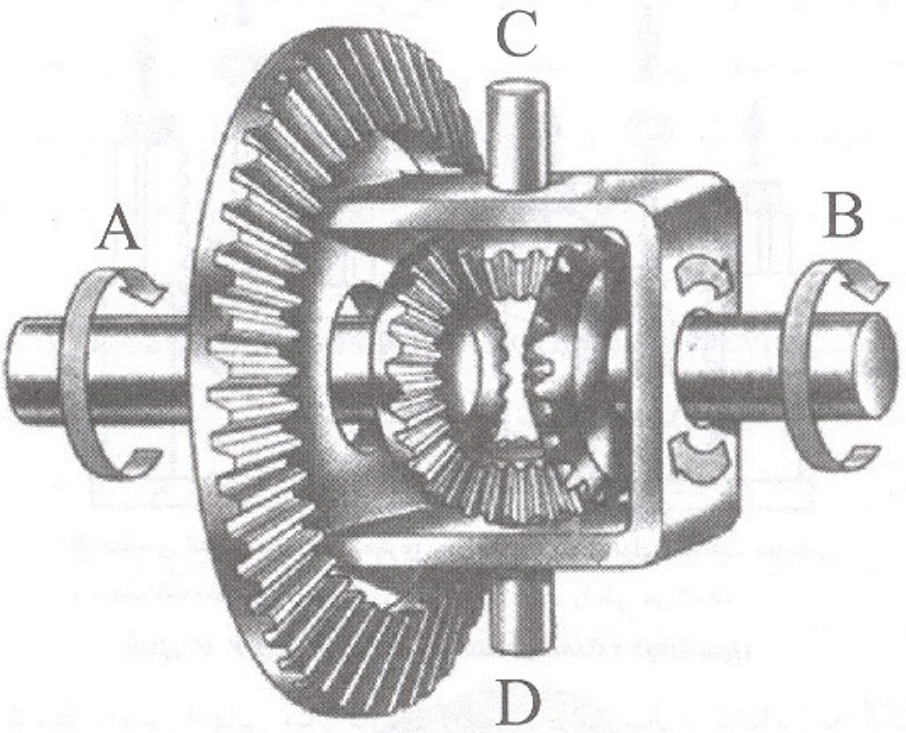
۷-۳-۴) عملکرد دیفرانسیل

مفهوم کلمه دیفرانسیل این است که این مجموعه می‌تواند در سرعت چرخش دو چرخ سمت چپ و راست نسبت به هم اختلاف ایجاد کند.

در شکل (۳-۷) ٤ دنده مخروطی با هم درگیر هستند. چرخدنده‌های D و C توسط یک محور به یکدیگر متصل هستند. در هر مجموعه دیفرانسیلی معادله کلی بین سرعت‌های دوران اجزا وجود دارد که عبارتست از :

(سرعت دوران محور اتصال C-D) ×2 =سرعت دورانی زاویه‌ای چرخدنده A+ سرعت دورانی زاویه‌ای چرخدنده B

$$W_C + W_D = 2w_R$$

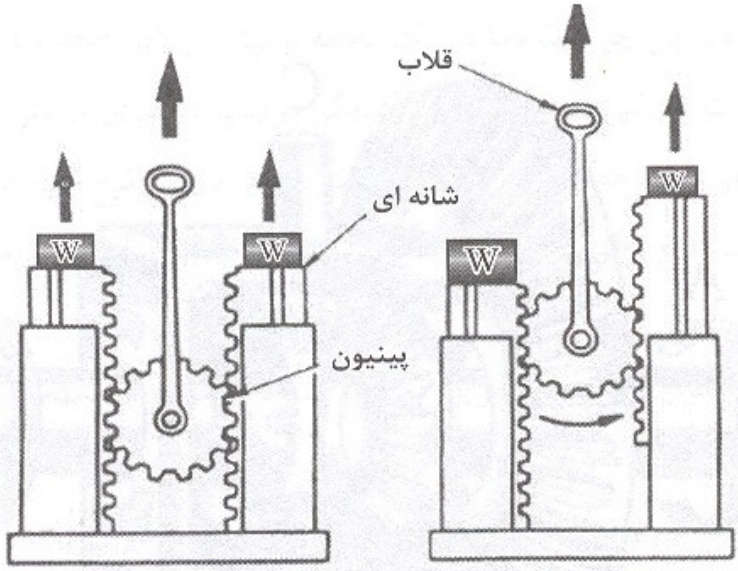


شکل (۷-۳۱) چرخدنده‌های دیفرانسیل و ارتباط سینماتیکی آن‌ها

چرخدنده‌های (C,D) هرزگرد بوده و همواره حول دنده‌های سرپلوس (A,B) می‌گردند. در صورتی که خودرو در مسیر مستقیم حرکت کند، به دلیل یکسان بودن گشتاور وارده بر هر دو دنده پلوس، (A,B) سرعت دنده سرپلوس برابر خواهد بود. این بدان معنی است که دنده‌های هرزگرد (C,D) حول محور R نمی‌چرخند، بلکه همراه آن حول دنده‌های A,B دوران می‌کنند.

برای درک اصل عملکرد سیستم دیفرانسیل می‌توان از مکانیزم ساده‌ای شامل ۲ دنده شانه‌ای و یک پینیون مطابق شکل (۷-۳۲) استفاده کرد. ۲ دنده شانه‌ای امکان لغزش آزادانه در راستای عمودی در تکیه‌گاهشان را دارند. دنده پینیون بین دو چرخدنده شانه‌ای قرار می‌گیرد و توسط قلابی می‌توان آن را حرکت داد. در صورتی که وزن یکسانی بر روی هر دو شانه‌ای قرار گیرد و قلاب را به سمت بالا بکشیم، هر دو شانه به سمت بالا حرکت می‌کنند، که مقدار جابه‌جایی آن‌ها با جابجایی پینیون و قلاب برابر است. از آن‌جا که نیروی مقاومت ایجاد شده بین پینیون و شانه‌ای در هر دو طرف یکسان است، پینیون نمی‌چرخد.

حال اگر نیروی وزن قرار گرفته بر روی شانه‌ای سمت چپ بزرگتر از راست باشد و قلاب را به سمت بالا بکشیم همان‌طورکه در شکل (۷-۳۲) می‌بینید، پینیون در طول شانه‌ای سمت راست که وزن بیشتر را تحمل می‌کند، خواهد چرخید. زیرا نیروی مقاومتی وارد بر پینیون متفاوت است که در نتیجه شانه‌ای با نیروی وزن کمتر را بالا خواهد کشید. مسافتی که شانه سبکتر طی می‌کند معادل مقدار گردش پینیون است.

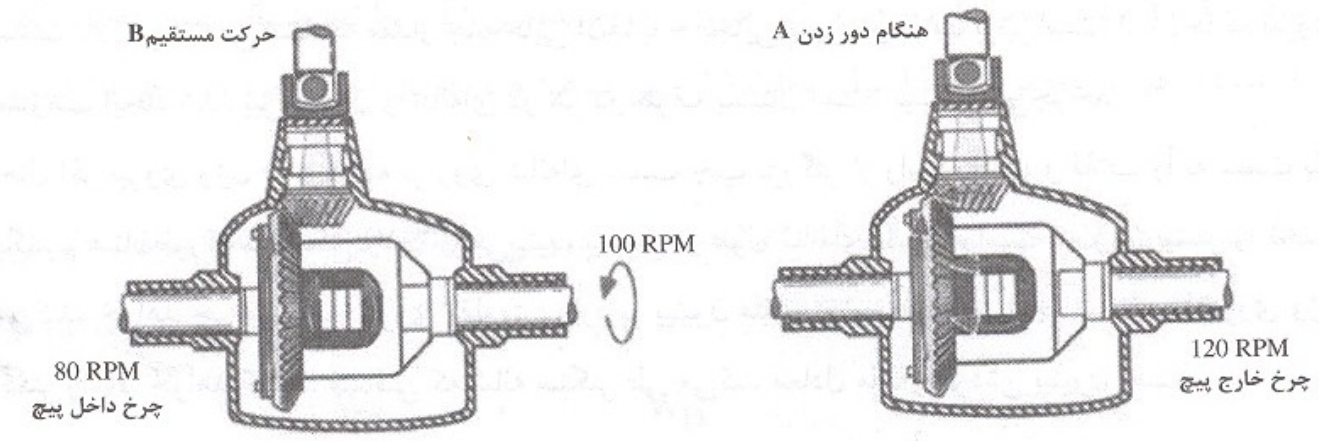


(a) هر دو شانه‌ای مسافت یکسانی را طی می‌کنند.

(b) شانه‌ای که تحت نیروی کمتری است، مسافت بیشتری را طی می‌کند.

شکل (۷-۳۲) مکانیزم شانه‌ای معادل عملکرد دیفرانسیل

با چرخش پینیون توسط مفصل انتهایی میل گاردان (مفصل یونیورسال)، کرانویل به گردش در می‌آید و در نتیجه هوزینگ دوران می‌کند. با چرخش هوزینگ، محور دنده‌های هرزگرد نیز به دوران در آمده و این دنده‌ها را بر روی دنده‌های سرپلوس به حرکت در می آورد. هنگامی‌که خودرو به پیچ جاده می‌رسد یا زمانی که در حال دور زدن است چرخ‌های خارجی آن مسافت بیشتری را نسبت به چرخ‌های داخلی طی می‌کنند. در نتیجه چرخ‌های خارجی باید با سرعت بیشتری نسبت به چرخ‌های داخلی بچرخند. در این وضعیت دنده‌های هرزگرد ضمن دوران حول دنده‌های سرپلوس، حول محور خود نیز دوران می‌کنند و با ایجاد اختلاف دور بین دنده‌های سرپلوس امکان حرکت بر روی مسیر منحنی را فراهم می‌کنند. این عمل مانع لغزش تایرها بر روی سطح جاده می‌شود و طول عمر آن‌ها را افزایش می‌دهد (مانع لاستیک سابی می‌شود)، ضمناً در این حالت کنترل خودرو هنگام گردش آسان‌تر است.

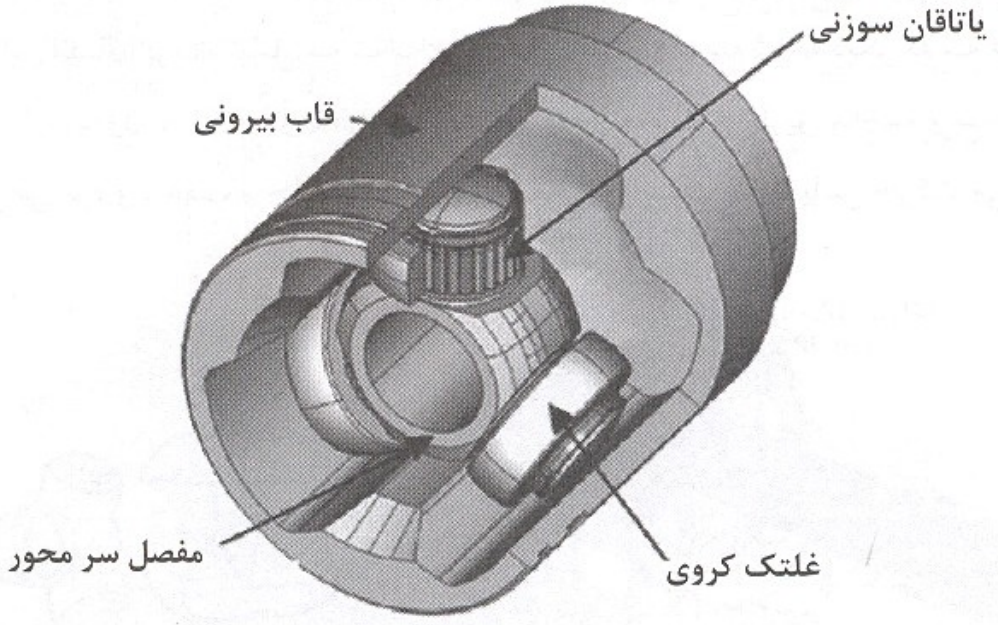


شکل (۷-۳۳) نحوه ایجاد اختلاف دور در دو چرخ محرک

۷-۳-۵) اتصالات موجود در خودروهای دیفرانسیل جلو (محرک جلو)

هنگامی که خودرو محرک جلو می‌باشد به علت این که سیستم فرمان نیز بر روی محور جلو قرار می‌گیرد بنابراین اتصالات دیفرانسیل، میل پلوس و چرخ‌ها باید به گونه‌ای باشد که اکسل هم زمان قابلیت انتقال گشتاور و تحمل نیروها را داشته و همچنین بتواند امکان چرخش چرخ‌های فرمان‌پذیر را نیز فراهم آورد. به این منظور از اتصالات زیر استفاده می‌شود:

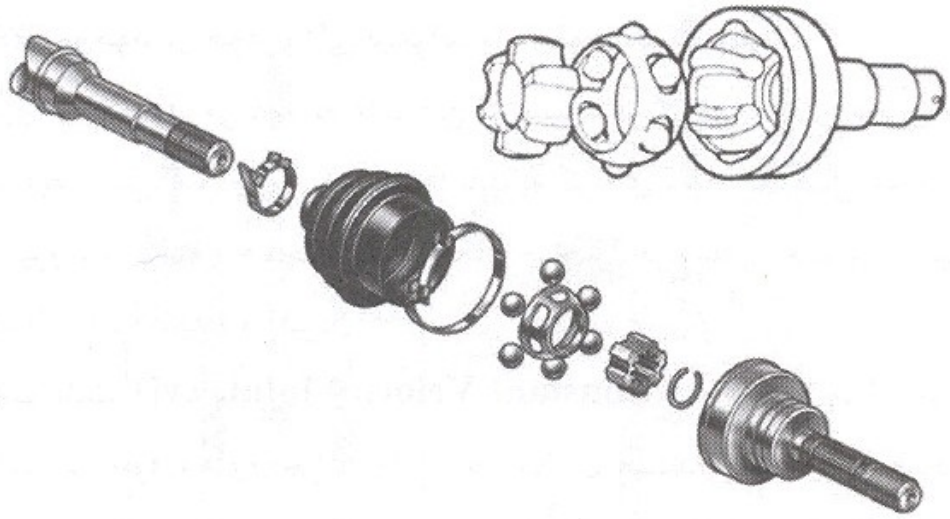
- **اتصال سرعت ثابت (Constant Velocity Joint, cvj)**: این اتصال‌ها که جایگزین اتصالات یونیورسال می‌باشند در خودروهای محرک جلو بسیار متداول هستند، چون اجازه چرخش و حرکت به چرخ‌های فرمان‌پذیر را داده و عضو محرک در این مفصل طوری حرکت می‌کند که با عضو متحرک هم سرعت می‌باشند. وجود این اتصال باعث عملکرد و بازده بالاتر و کاهش ارتعاشات می‌شود. دو اتصال سرعت ثابت می‌توانند جایگزین چهار اتصال یونیورسال شوند.



شکل (۷-۳۴) اتصال سرعت ثابت

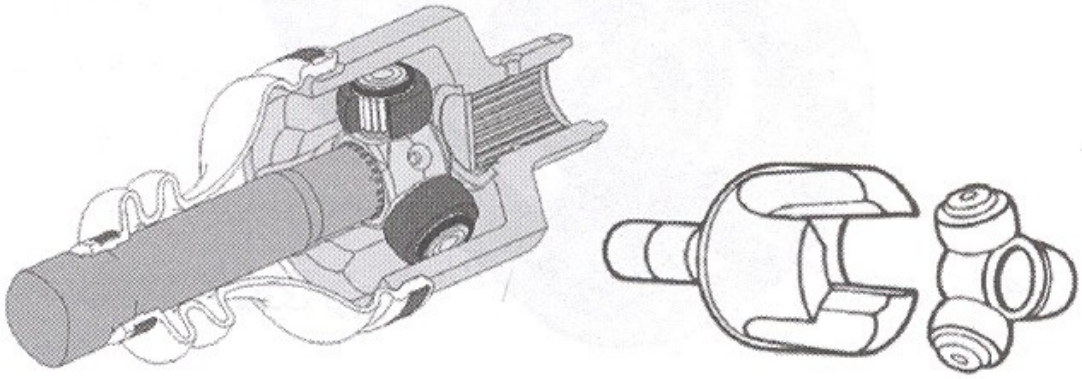
دو نمونه از این اتصال‌ها که در خودروهای دیفرانسیل جلو استفاده می‌شود می‌توان به سه شاخ پلوس و سه شاخ کشویی می‌باشند.

- **سه شاخ پلوس (Rzeppa Joint)**: نوعی مفصل سرعت ثابت است که با استفاده از آن فقط زاویه انتقال می‌تواند تغییر کند، توسط این نوع مفصل می‌توان محور متحرک را تحت زاویه‌ای تا ۴۰ درجه به چرخش در آورد. این نوع اتصال شش ساچمه‌ی فولادی دارد که در شیارهای دایره‌ای بین یک پوسته داخلی و یک پوسته خارجی حرکت می‌کنند. گشتاور از پوسته داخلی و از طریق ساچمه‌ها به پوسته خارجی منتقل می‌شود.



شکل (۷-۳۵) سه شاخه پلوس و طرح شماتیک آن

- **سه شاخه کشویی (Tripod joint)**: نوعی مفصل کشوئی با سرعت ثابت است که با استفاده از آن طول موثر هر کدام از محورها بر اثر بالا و پایین رفتن چرخ‌ها و پیچیدن آن‌ها به طرف داخل و خارج، می‌تواند تغییر کند. در این اتصال، پوسته شامل سه شاخه‌ای تو خالی است. یک سه شاخه دیگر که سه عدد بلبرینگ در سر آن‌ها قرار دارد، درون پوسته جا زده می‌شود. گشتاور محور محرک از طریق ساچمه و سه شاخه به محور متحرک منتقل می‌شود و با عقب و جلو رفتن ساچمه‌ها، محور به سمت بالا یا پایین حرکت می‌کند.



شکل (۷-۳۶) سه شاخه کشویی و طرح شماتیک آن

۷-۳-۶) تنظیمات دیفرانسیل

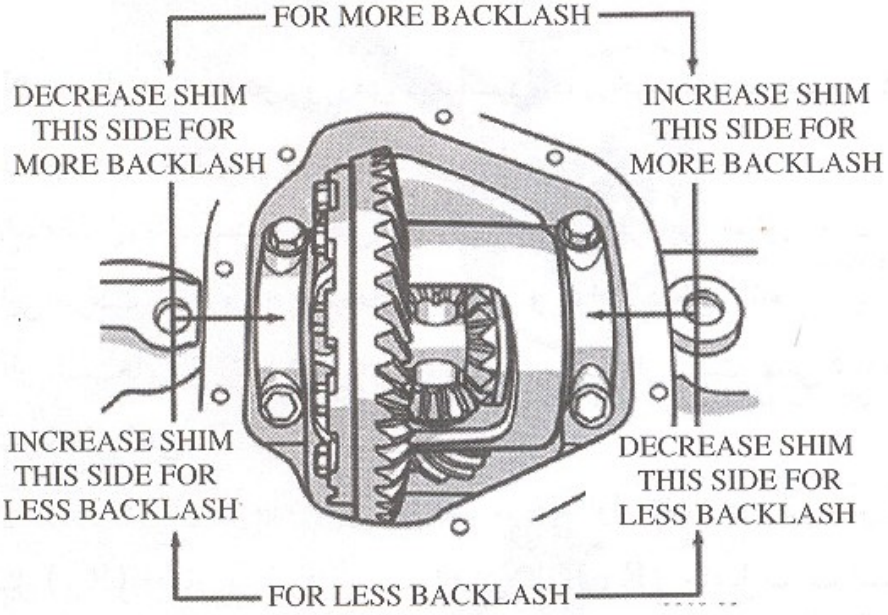
برای عملکرد مناسب دیفرانسیل لازم است هنگام مونتاژ آن تنظیماتی را انجام داد که می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱) **تنظیم پیش بار پینیون:** با توجه به این که دنده‌های کرانویل در کنار آن می‌باشند و پینیون نیز از کنار با کرانویل درگیر است، ممکن است هنگام درگیری، پینیون به یک سمت کشیده شود که می‌تواند باعث ایجاد لقی و خرابی سریع رولربرینگ‌های پینیون گردد. به همین خاطر مهره پینیون با گشتاور معین سفت می‌شود که این مقدار باید طبق دستورالعمل شرکت سازنده تنظیم شود.

۲)تنظیم کرانویل و پینیون: تعیین فاصله دقیق بین دنده پینیون و کرانویل نه تنها در بالا بردن عمر آن‌ها موثر است بلکه سبب انتقال صحیح قدرت با افت کمتر به چرخ‌ها می‌شود. اگر این فاصله کم باشد میزان قدرت و کشش وسیله نقلیه کمتر خواهد شد، زیرا قسمتی از گشتاور در این ناحیه تلف می‌شود و اگر فاصله بین پینیون و کرانویل زیاد باشد، میزان لقی سبب سائیدگی و فرسوده شدن سریع این دو دنده خواهد شد. بنابراین باید فاصله بین کرانویل و پینیون طبق استاندارد سازنده تنظیم شود.

برای تنظیم باید جلو یا عقب بودن دنده پینیون، نسبت به دنده کرانویل و هم جلو یا عقب بودن کرانویل نسبت به دنده پینیون تنظیم شود. برای تنظیم پینیون با کم و زیاد کردن واشرهای پشت دنده می‌توان آن را جلو یا عقب کرد. برای تنظیم کرانویل نیز می‌توان همانند پینیون از طرح واشرگذاری (کم و زیاد کردن واشر) استفاده کرد و یا دو مهره مخصوص در دو طرف کرانویل به نام مهره چاکنت وجود دارد که با شل کردن یکی و سفت کردن دیگری می‌توان کرانویل را جابه‌جا کرد.

۳) تنظیم لقی بین دنده های پلوس و دنده‌های هرزگرد: لازم است که لقی بین دنده‌های پلوس و دنده‌های هرزگرد درحد مشخصی باشد و مانند حالت قبل برای تنظیم این لقی و رعایت استاندارد سازنده از واشرهای موجود در دو طرف دنده های هرزگرد و پلوس استفاده می شود.



شکل (۷-۳۷) تنظیم لقی دیفرانسیل با واشرگذاری

۷-۳-۷) نسبت کاهش نهایی

نسبت کاهش نهایی از تقسیم مقدار گشتاور خروجی از دیفرانسیل، به مقدار گشتاور ورودی آن بدست می‌آید:

$$\text{نسبت کاهش نهایی} = \frac{\text{تعداد دنده‌های کرانویل}}{\text{تعداد دنده‌های پینیون}} \qquad (۷-۱)$$

هنگامی‌که سرعت و گشتاور خروجی از میل گاردان به دیفرانسیل وارد می‌شود، سرعت دورانی کاهش یافته و گشتاور افزایش می‌یابد. میزان این تغییر به نسبت کاهش نهایی بستگی دارد و به طور کلی می‌توان به این صورت بیان داشت که، حاصل‌ضرب سرعت دورانی خروجی از دیفرانسیل در مقدار گشتاور خروجی از دیفرانسیل(گشتاور چرخ‌های محرک)، با حاصل‌ضرب سرعت دوران ورودی به دیفرانسیل در مقدار گشتاور ورودی به دیفرانسیل، برابر است.

$$N_1 \times T_1 = N_2 \times T_2 \qquad (۷-۲)$$

بنابراین نسبت کاهش نهایی که با R_d نشان می‌دهیم عبارتست از:

$$R_d = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \qquad (۷-۳)$$

در روابط بالا N_1, N_2, T_1, T_2 به‌ترتیب دور ورودی دیفرانسیل، دور خروجی دیفرانسیل، گشتاور ورودی به دیفرانسیل و گشتاور خروجی دیفرانسیل می‌باشند.

از عوامل موثر در استفاده از یک نسبت خاص می‌توان گشتاور خروجی موتور، وزن خودرو، وضعیت شتاب خودرو، توانایی حرکت خودرو در جاده‌های شیب‌دار و عوامل دیگر را نام برد. به طور معمول برای خودروهای سواری از نسبت‌های بین ۳ تا ۵ و برای ماشین‌های سنگین از نسبت نهایی ۵ تا ۸ استفاده می‌شود.

۷-۳-۷-۱) نسبت کاهش کلی:

گشتاور خروجی از موتور در دو مرحله تغییر می‌کند. مرحله اول تغییر در گیربکس (R_g) و مرحله دوم توسط دیفرانسیل (R_d) اعمال می‌شود. نسبت کاهش کلی (R_T) حاصل‌ضرب نسبت کاهش توسط دنده‌های سرعت گیربکس در نسبت کاهش نهایی (دیفرانسیل) است.

$$R_T = R_d \times R_g \qquad (۷-٤)$$

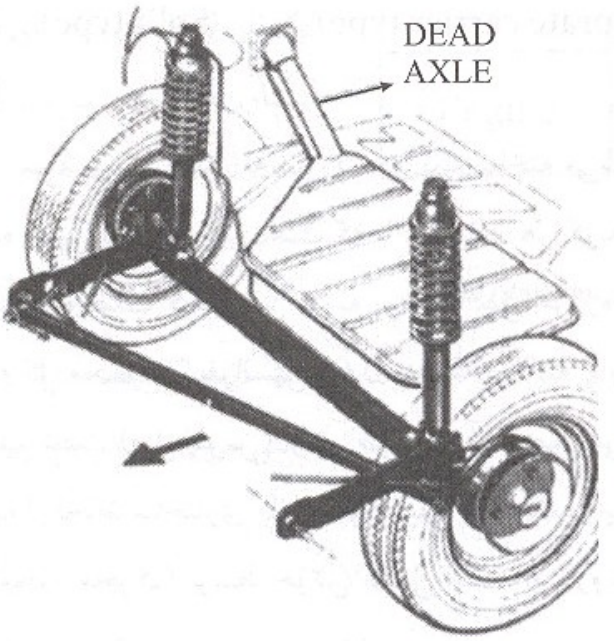
۷-۴) اکسل (Axle)

اکسل یک تیر عرضی است که محور چرخ‌ها بر آن سوار می‌شود و معمولاً به آن محور گفته می‌شود. هر خودرو با توجه به نوع کاربری آن حداقل دو اکسل (عقب و جلو) دارد. اکسل وزن خودرو و نیروهای وارد بر آن را تحمل می‌کند و چرخ‌ها را در سر جای خود نگه می‌دارد.

محوری که سیستم انتقال قدرت (دیفرانسیل) به آن وصل می شود را محور محرک و محوری که سیستم انتقال قدرت به آن محور وصل نمی‌شود را محور غیر محرک می‌گویند. محور محرک ساختار نسبتاً پیچیده‌تری دارد. هر دو محور عقب و جلو می‌توانند به صورت محرک یا غیر محرک باشند شکل و ساختمان اکسل وابستگی زیادی به نوع سیستم تعلیق دارد.

۷-۴-۱) اکسل غیر محرک یا اکسل مرده (Dead Axle)

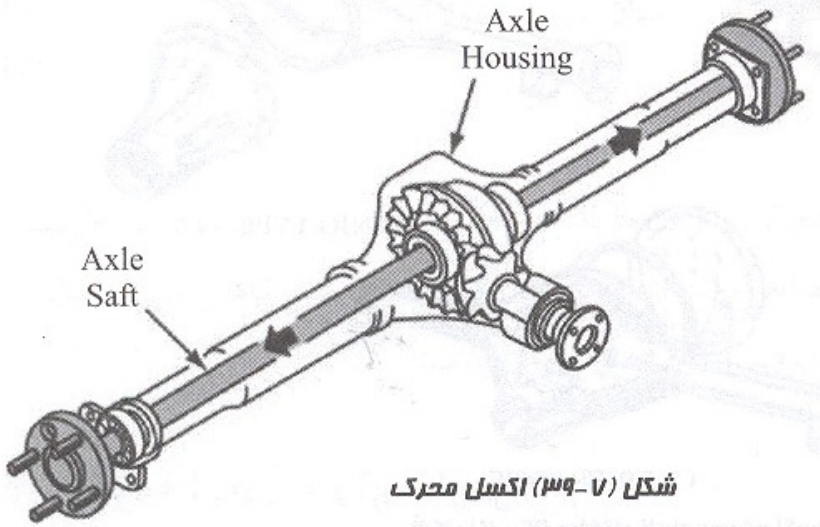
اکسل غیر محرک یا اکسل مرده تنها وزن خودرو را تحمل کرده و هیچگونه توانی را به چرخ‌های متصل به خود، منتقل نمی‌کند. در این حالت اکسل دارای ساختمانی ساده می‌باشد که اگر در جلو خودرو باشد باید حالت فرمان‌پذیری نیز داشته باشد ولی اگر در محور عقب باشد به صورت یک میله چرخ‌ها را به هم وصل می‌کند و چرخ‌ها می‌توانند به صورت آزادانه حرکت کنند.



شکل (۷-۳۸) اکسل غیر محرک

۷-۴-۲) اکسل محرک یا اکسل زنده (Live Axle, Drive Axle)

محور محرک محوری است که سیستم انتقال قدرت (دیفرانسیل) به آن وصل شده و گشتاور و دور را به چرخ‌های متصل به خود انتقال می‌دهد. دیفرانسیل در قسمت مرکزی محور محرک قرار گرفته و گشتاور و دور خروجی از دیفرانسیل از طریق میل پلوس که در داخل محور محرک قرار دارند، به چرخ‌ها منتقل می‌شود.



شکل (۷-۳۹) اکسل محرک

محور زنده نسبت به محور مرده، وزن بیشتری دارد. محور محرک نیز مانند محور غیر محرک می‌تواند در اکسل عقب یا جلو به کار رود. در مواردی که لازم است سیستم فرمان بر روی اکسل محرک نصب شود (محرک جلو) باید اتصالاتی داشته باشیم که هم امکان تغییر جهت چرخ‌ها را داشته و هم بتواند دور و گشتاور سیستم انتقال قدرت را از طریق میل پلوس‌ها به چرخ‌ها انتقال دهد.

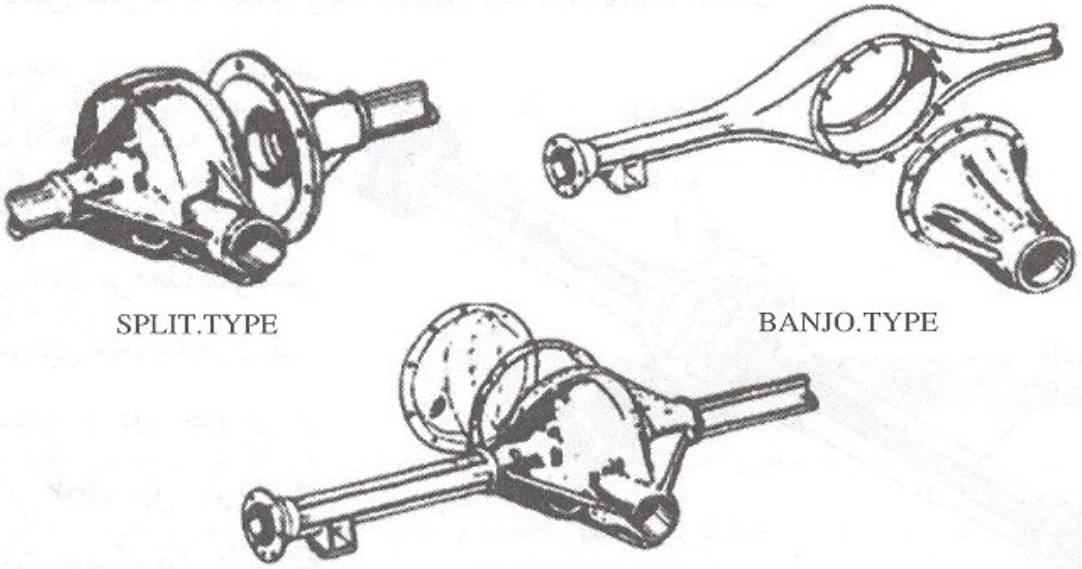
البته همچنان که قبلاً نیز گفته شد در خودروهای هر چهار چرخ محرک (4WD , AWD) هر دو محور به صورت محرک بوده و به سیستم انتقال قدرت وصل می‌شوند.

ساختار و اتصال محورهای محرک به دیفرانسیل و چرخ‌ها همچنان‌که توضیح داده شد به سه صورت، شناور کامل، سه چهارم شناور و نیمه شناور می‌باشد. در یک اکسل محرک، کلیه قطعات مربوط به مجموعه دیفرانسیل و پلوس‌ها درون یک پوسته فلزی قرار می‌گیرند که به آن پوسته اکسل گفته می‌شود. پوسته اکسل سه نوع می‌باشد: دو بخشی،(Split type)، بانجو (Banjo or seprate carrier type)و یکپارچه (Integral carrier type)

۱) نوع دو بخشی: در این نمونه پوسته اکسل به صورت دو تکه ساخته می‌شود و سپس توسط پیچ به هم وصل می‌شوند. اشکال عمده چنین نمونه‌ای این است که با رخ دادن هر گونه خرابی، کل اکسل عقب باید خارج شود و پس از تعمیر دوباره نصب گردد. این نمونه پوسته اکسل امروزه کمتر استفاده می‌شود.

۲) نوع بانجو: در این نمونه کل مجموعه دیفرانسیل درون محفظه‌ای (کله گاوی) قرار می‌گیرد که به پوسته اکسل پیچ شده است و دو نیم شفت (میل پلوس) از دو طرف به آن متصل می‌شوند.

۳) نوع یکپارچه: این نمونه از لحاظ ساختاری مانند نمونه قبلی می‌باشد. با این تفاوت که پوسته دیفرانسیل به طور دائمی به مجموعه (محور محرک) توسط جوش متصل است. این روش اکثراً در خودروهای محور محرک عقب استفاده می‌شود.



شکل (۷-۴۰) ساختار انواع پوسته اکسل

۷-۵) اثر اجزا گردان بر سیستم انتقال قدرت و شیب پیمایی

تایرها، دیفرانسیل، گیربکس، اجزا دوار موتور (فلایویل) را می‌توان به عنوان اجزا گردان در سیستم انتقال قدرت در نظر گرفت. مقداری از گشتاور تولیدی توسط موتور، صرف چرخش و شتاب گیری این اجزا گردان می شود و هرکدام از این اجزا گردان را می‌توان با در نظرگرفتن ممان اینرسی، با یک چرخ گردان معادل کرد.

ابتدا مقداری از گشتاور تولیدی در موتور صرف گردش اجزا گردان موتور از جمله فلایویل می‌شود تا به کلاچ برسد. بنابراین رابطه‌ی زیر را می‌توان با در نظر گرفتن اجزا چرخان برای گشتاور ورودی به کلاچ نظر گرفت:

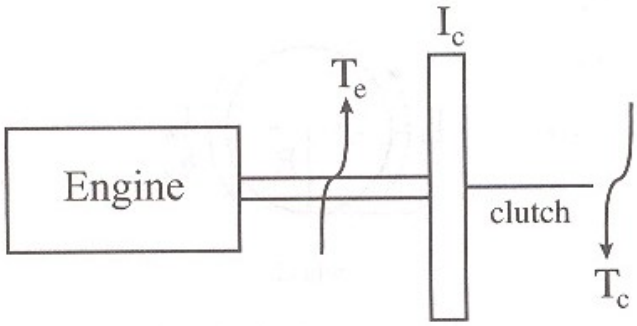
$$T_c = T_e - I_e\alpha_e \qquad (۵-۷)$$

T_c : گشتاور کلاچ(ورودی به گیربکس)

T_e : گشتاور موتور در سرعت مورد نظر

I_e : ممان اینرسی اجزا گردان موتور

α_e شتاب زاویه ای موتور



شکل (۷-۴۱) ممان اینرسی معادل اجزا گردان موتور

در مرحله بعد، گشتاور خروجی از گیربکس معمولا با نسبت دنده گیربکس تقویت می‌شود و از طرف دیگر بر اثر اجرام گردان چرخدنده‌ها و محورهای گیربکس، کاهش می‌یابد. بنابراین رابطه (۷-۶) را می‌توان برای اجزا گردان گیربکس نوشت:

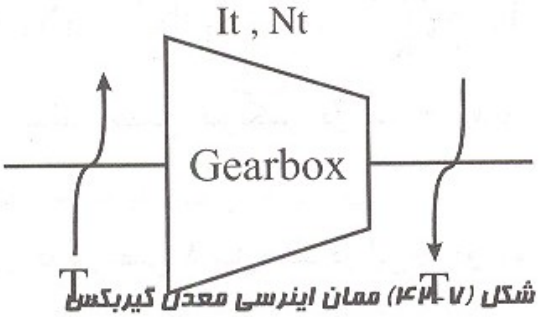
(۷-۶)

$$T_d = (T_c - I_t\alpha_e)N_t$$ گشتاور خروجی از گیربکس

T_d : نسبت تبدیل گیربکس

N_t : ممان اینرسی اجزا گردان گیربکس

I_t :



شکل (۷-۴۲) ممان اینرسی معدل گیربکس

به طور مشابه گشتاوری که به اکسل متحرک و از آن‌جا به چرخ‌های محرک منتقل می‌شود، توسط نسبت تبدیل دیفرانسیل تقویت شده ونیز توسط اجرام گردنده محور، چرخ‌ها و دیفرانسیل کاهش می‌یابد. بنابراین رابطه (۷-۷) را می‌توان برای گشتاور و نیروی رانشی سرچرخ‌ها نوشت:

$$T_a = F_x r + I_w\alpha_w = (T_d - I_d\alpha_d)N_t \qquad (۷-۷)$$

T_a :

F_x : گشتاور سر محورهای محرک

r : نیروی رانشی روی زمین

I_w : شعاع چرخ‌ها

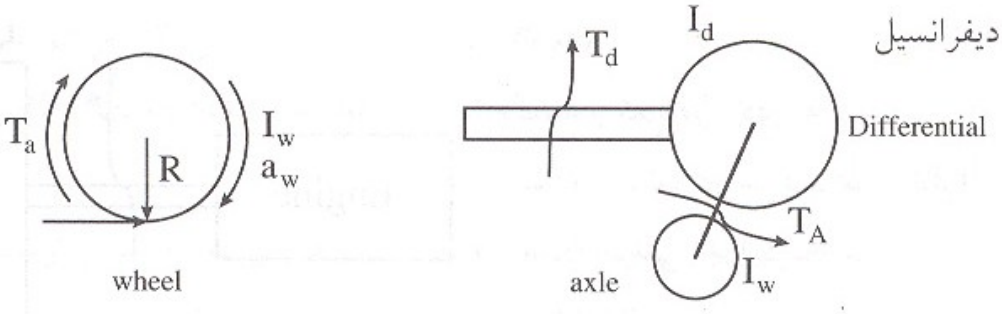
α_w : ممان اینرسی اکسل و چرخ‌ها

I_d : شتاب زاویه‌ای چرخ‌ها

α_d : ممان اینرسی میل گاردان

N_F : شتاب زاویه‌ای میل گاردان

نسبت تبدیل دیفرانسیل



شکل (۷-۴۳) ممان اینرسی معادل دیفرانسیل، اکسل و چرخ ها

حال با استفاده از نسبت تبدیل گیربکس و دیفرانسیل می‌توان شتاب‌های زاویه‌ای موتور، گیربکس، دیفرانسیل و میل‌گاردان را به شتاب زاویه‌ای سرچرخ‌ها نسبت داد:

$$\alpha_d = N_d\alpha_w \quad , \quad \alpha_e = N_t\alpha_d = N_tN_f\alpha_w = N\alpha_w \qquad (۸-۷)$$

حال اگر روابط (۷-۵) تا (۷-۸) را با هم ترکیب کنیم، معادله حرکت طولی خودرو با در نظر گرفتن اجزا گردان سیستم انتقال قدرت بدست می‌آید:

$$F_x = \frac{T_eN}{R} - \{(I_e + I_t)N^3 + I_dN_f^3 + I_w\}\frac{a_x}{R^2} \qquad (۹-۷)$$

که در رابطه (۷-۹) N، نسبت تبدیل کل و برابر حاصل‌ضرب نسبت تبدیل گیربکس در نسبت تبدیل دیفرانسیل می باشد.

حال با در نظرگرفتن نیروهای مقاوم می‌توان معادله حرکت طولی را که در فصل ۱ اشاره شد در این‌جا دوباره به صورت رابطه (۷-۱۰) نوشت:

$$Ma_x = F_x - F_{RR} - F_A - W\sin\theta \qquad (۱۰-۷)$$

در رابطه (۷-۱۰) می‌توان اثر اجرام گردان را از طریق ضریب جرمی و به‌صورت ساده شده زیر نوشت:

$$(M + M_r)a_x = \gamma_m ma = \frac{T_eN}{R} - F_{RR} - F_A - W\sin\theta \qquad (۱۱-۷)$$

که در رابطه بالا M_r جرم معادل اجسام گردان سیستم انتقال قدرت و γ_m ضریب جرمی می‌باشد که از رابطه (۷-۱۲) می‌توان به صورت تجربی بدست آورد:

$$\gamma_m = 1.04 + 0.0025N^2 \qquad (۷-۱۲)$$

مثال (۷-۱):

خودرویی به‌وزن 21.24KN با مشخصات زیر در دنده ۳ در حال حرکت است. موتور گشتاور 325N.m را در دور 3500rpm تولید می‌کند و نسبت کاهش کلی در دنده سه 4.28:1 بوده و بازده سیستم انتقال قدرت ۸۵٪ می‌باشد. سطح جلویی خودرو در مقابل حرکت باد $1.86m^2$ و ضریب درگ آیرودینامیکی 0.38 می‌باشد. ضریب مقاومت غلتشی 0.02 در نظر گرفته شود. شتاب خودرو را در جاده صاف و تحت شرایط بالا با در نظر گرفتن اجزا دوار سیستم انتقال قدرت و بدون آن مقایسه کنید (شعاع غلتش تایر ۳۳cm می باشد.)

حل:

الف) بدون در نظرگرفتن اجزا دوار:

$$F_T - F_R = ma \rightarrow a = \frac{F_T - F_R}{m} = 1.34 m/s^2$$

ب) با در نظرگرفتن اجزا دوار:

$$\gamma_m = 1.04 + 0.0025N^2 = 1.084$$

$$F_T = \frac{T.N}{T}\eta = \frac{325}{0.33} \times 0.85 = 3583N$$

$$V_w = \frac{\omega_e T}{N} = \frac{\frac{3500 \times 2\pi}{60} \times 0.33}{4.28} = 28.2\frac{m}{s} = 101.7$$

البته باید توجه داشت سرعت واقعی کمتر از این می‌باشد، زیرا لغزش تایر در نظر گرفته نشده است.

نیروهای مقاوم را از رابطه زیر بدست می‌آوریم:

$$\sum F_R = F_a + F_{RR} = 0.5\rho C_D V^2 + f_r W = 752N$$

حال اگر معادله حرکت طولی را بنویسیم داریم:

$$F_T - F_R = \gamma_m ma \rightarrow 3583 - 752 = (1.084) \times (21.24 \times 100)a$$

$$\Rightarrow a = 1.2\ m/s^2$$

مثال (۷-۲):

اطلاعات زیر در مورد موتور و اجزا سیستم انتقال قدرت برای یک خودروی سواری ارائه شده است:

۱) موتور:

اینرسی موتور $I=0.8\ in\text{-}lb\text{-}sec^2$

800rpm	120ft-lb	2400rpm	175ft-lb	4000rpm	200ft-lb
1200rpm	132ft-lb	2800rpm	181ft-lb	4400rpm	201ft-lb
1600rpm	145ft-lb	3200rpm	190ft-lb	4800rpm	198ft-lb
2000rpm	160ft-lb	3600rpm	198ft-lb	5200rpm	180ft-lb

مشخصات گیربکس:

دنده ها	1	2	3	4	5
اینرسی	1.3	0.9	0.7	0.5	0.3
نسبت دنده	4.28	2.79	1.83	1.36	1.00
بازده	0.966	0.967	0.972	0.973	0.97

مشخصات دیفرانسیل:

اینرسی	1.2	in-lb-sec۲
نسبت تبدیل	2.92	–
بازده	0.99	–

مشخصات چرخ:

I_w=11 in-lb-sec2 Drive wheel , I_w=11 in-lb-sec2 none-Drive wheel ,

R_w=12.59 inch

الف)اینرسی موثر برای اجزای سیستم انتقال قدرت را در دنده ۱ پیدا کنید.

حل:

$$I_{eff} = \{(I_e + I_t)N^2 + I_d N_f^2 + I_w\} = (0.8+1.3)\times(4.28\times 2.92)^2 + 1.2\times 2.92^2 + 2\times 11$$

$$= 328 + 10.2 + 22 = 360.2\,in - lb - sec^2$$

- اجزای دنده یک و موتور هنگام درگیری دنده یک، بالاترین اینرسی را دارند. ولی در دنده ۵ این اجزا اینرسی در حدود $in\text{-}lb\text{-}sec^2$ ۹/۷ دارند.

- در این محاسبه تنها ممان اینرسی چرخ های محرک در نظر گرفته می‌شود، زیرا چرخ های غیر محرک در مسیر انتقال قدرت قرار نداشته و باید تنها ممان اینرسی چرخ های محرک از گشتاور موتور کاسته شود. لذا باید دقت کرد که هنگام شتاب گیری خودرو، اینرسی چرخ های غیر محرک نیز باید به اینرسی کل اضافه شود.

با داشتن اینرسی موثر می‌توان جرم موثر را به صورت زیر بدست آورد:

$$M_{eff} = \frac{I_{eff}}{T^2} = 360.2\,in-lb-sec^2/12.59^2\,in^2 = 2.27^{lb-sec^2/in}$$

$$W_{eff} = M_{eff}g = \left(2.27^{lb-sec^2/in}\right)\left(386^{in/sec^2}\right) = 877lb$$

اگر وزن خودرو را 2500lb در نظربگیریم، ملاحظه می‌شود که با در نظرگرفتن اجزا دوار در دنده ۱ تقریبا ۳۵٪ به وزن موثر اضافه می‌شود. حال اگر چرخ‌های غیرمحرک را نیز در نظر بگیریم 27lb دیگر نیز اضافه می‌شود.

ب) نیروی رانشی ماکزیمم و سرعت مربوط به آن را در دنده های ۱و۵ بدست آورید. (از تلفات اجزا گردان صرف‌نظر کنید.)

حل:

با توجه به دور وگشتاور ارائه شده در جدول بالا برای موتور، گشتاور ماکزیمم در دور 4400rpm اتفاق می افتد. بنابراین داریم(بازده کلی=η)

$$F_x = \left(\frac{T_e N}{r}\right)\eta = \frac{201\times(4.28\times2.92)\times(0.966\times0.99)}{12.59\times12} = 2290lb$$

در این قسمت نیز با استفاده از نسبت دنده‌ها و سرعت دورانی موتور می‌توان سرعت دورانی چرخ‌ها را بدست آورد:

$$\omega_d = N_f\omega_w \quad , \quad \omega_e = N_t\omega_d = N_tN_f\omega_w$$

$$\omega_w = \frac{\omega_e}{N} = \frac{4400\times2\pi}{60}\times\frac{1}{4.28\times2.92} = 36.87\,rad/sec$$

$$V = \omega_w.r = 36.87\times12.59 = 464.2\frac{in}{sec} = 38.7\frac{ft}{sec}$$

در دنده ۵ نیز مانند حالت قبل و با نسبت دنده گیربکس که برابر یک است، داریم:

$$F_x = \left(\frac{T_e N}{r}\right)\zeta = \frac{201\times(1\times2.92)\times(0.99\times0.97)}{12.59\times12} = 537lb$$

$$\omega_w = \frac{\omega_e}{N} = \frac{4400\times2\pi}{60}\times\frac{1}{1\times2.92} = 157.8\,rad/sec$$

$$V = \omega_w.r = 157.8\times12.59 = 1987\frac{in}{sec} = 165\frac{ft}{sec}$$

مثال (۷-۳): برای خودرویی با مشخصات زیر در حالی که موتور کار نمی‌کند، ماکزیمم شیبی که خودرو می‌تواند در دو حالت سراشیبی و سربالایی برای حالت‌های زیر بایستد را محاسبه کنید.

الف) تنها دنده یک درگیر باشد.

ب) تنها ترمز دستی در روی چرخ‌های جلو فعال باشد.

ج) پدال ترمز فشار داده شود.

مشخصات خودرو	مقدار	واحد
شعاع غلتش خودرو	۰/۳۵	m
نسبا تبدیل کلی در دنده۱	۱٤	_
جرم خودرو	۱۲۰۰	Kg
ماکزیمم ضریب اصطکاک	۰/۸	_
توزیع وزن در حالت استاتیکی)عقب/جلو(	٤٥/٥٥	_
نسبت ارتفاع مرکز ثقل به طول خودرو	۰/۳۵	_
گشتاور ترمزی موتور در دور صفر	۳۰	N.m

با توجه به این‌که مشخص نشده است که خودرو محرک عقب و یا محرک جلو می‌باشد پس ماکزیمم شیب در هر دو حالت محاسبه می‌شود تا تاثیر محور محرک نیز معلوم شود.

الف) هنگامی که دنده یک درگیر باشد.

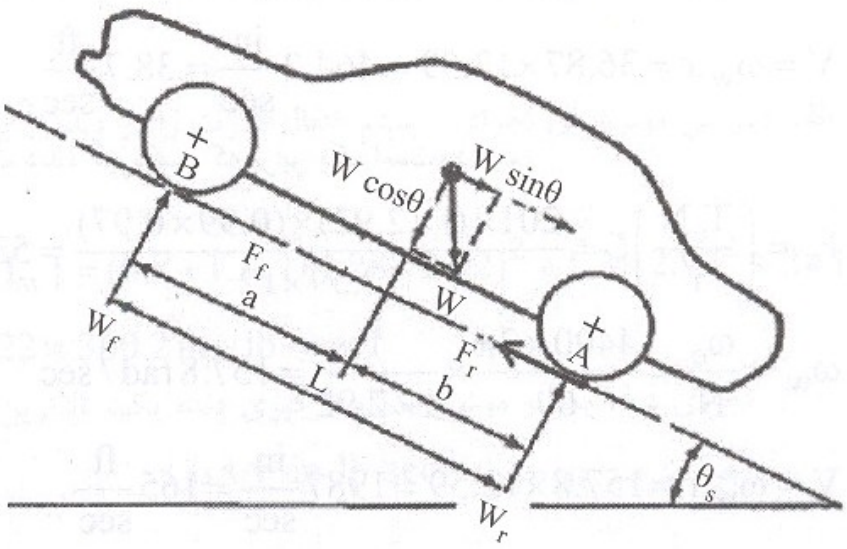
۱) RWD

۱-۱) سربالایی:

معادله حرکت طولی:

$$F_r = \frac{NT_b}{R} \quad , \quad W\sin\theta = F_r$$

$$W\sin\theta = \frac{NT_b}{R} \rightarrow \theta = 5.8^\circ$$



۱-۲) سر پایینی:

در این حالت نیز مانند حالت سربالایی خواهد بود.

۲) FWD:

در این حالت نیز برای هر دو حالت سربالایی و سرپایینی نیز مانند حالت قبل می‌باشد و تنها تفاوت در این است که محل اعمال نیروی F_f(ترمزی) بر روی چرخ جلو می‌باشد و در نتیجه همان شیب ۵/۸ حاصل خواهد شد.

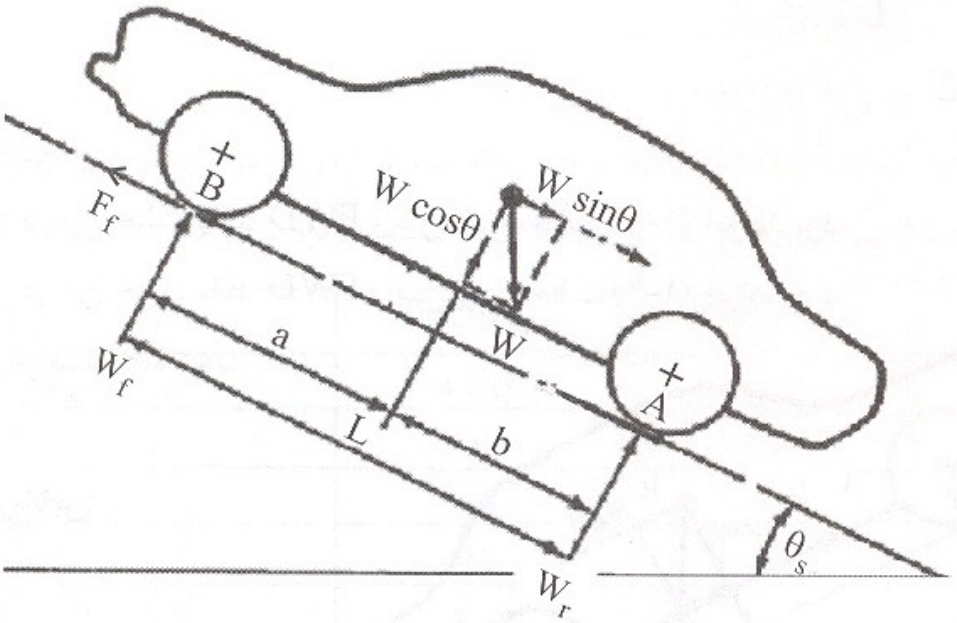
ب) حالتی‌که تنها ترمز دستی بر روی چرخ‌های جلو فعال می‌شود:

۱) FWD:

۱-۱) سربالایی:

با توجه به این‌که جلو محرک می‌باشد برای نیروی رانشی می‌توان نوشت:

$$F_f = \mu W_f \quad (۱)$$



معادله حرکت طولی (۲) و معادله ممان حول چرخ عقب (۳) را با توجه به شکل بالا به صورت زیر داریم:

$$\mu W_f = W\sin\theta \quad (۲)$$

$$W_f L + W\sin\theta.h - W\cos\theta.b = 0 \quad (۳)$$

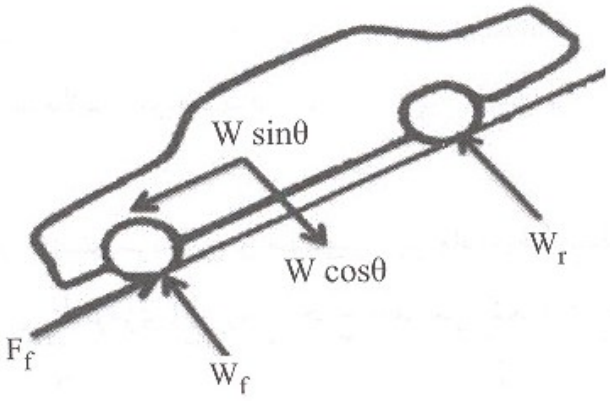
$$\frac{W\sin\theta}{\mu}L + W\sin\theta.h - W\cos\theta.b = 0$$

حال روابط (۲) و (۳) را ترکیب می‌کنیم:

$$\frac{1}{\mu} + \frac{h}{L} - \cot\theta.\frac{b}{L} = 0 \quad (٤)$$

$$\Rightarrow \theta = 18.97^\circ \quad (٥)$$

۲-۱) سرپایینی:



طبق شکل بالا معادلات حرکت طولی(۲) و ممان حول چرخ عقب(۳) را می‌نویسیم:

$$F_f = \mu W_r \quad (۱)$$

$$\mu W_f = W \sin\theta \quad (۲)$$

$$-W_f L + W \sin\theta.h - W \cos\theta.b = 0 \quad (۳)$$

حال روابط (۲) و (۳) را ترکیب می‌کنیم:

$$-\frac{1}{\mu} + \frac{h}{L} - \cot\theta.\frac{b}{L} = 0 \quad (٤)$$

$$\Rightarrow \theta = 31.42^\circ$$

۲) RWD:

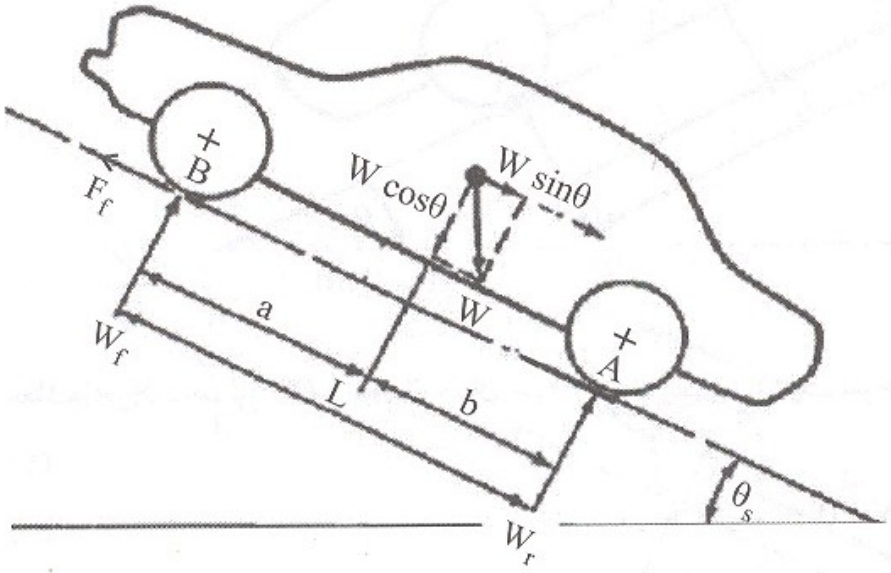
۲-۱) سربالایی: در این حالت مانند FWD و سربالایی، حالت (۱-۱) خواهد بود.

۲-۲) سرپایینی: در این حالت مانند FWD و سرپایینی، حالت (۲-۱) خواهد بود.

ج) تنها پدال ترمز فشار داده شود:

۱) FWD:

۱-۱) حالت سربالایی:



با توجه به این‌که هنگامی‌که پدال ترمز فشار داده می‌شود نیروی ترمزی در هر چهار چرخ اعمال می‌شود رابطه (۱) را داریم:

$$F_T = F_f + F_r = \mu(W_f + W_r) \quad (۱)$$

حال معادله حرکت طولی(۲) و معادله نیرویی در راستای عمودی (۳) می‌نویسیم:

$$W \sin\theta = \mu(W_f + W_r) \quad (۲)$$

$$W_f + W_r = W \cos\theta \quad (۳)$$

با ترکیب روابط (۲) و (۳) داریم:

$$W \sin\theta = \mu W \cos\theta \quad (٤)$$

$$\tan\theta = \mu \rightarrow \theta = 38.65^\circ$$

در حالت FWD سرپایینی، حالت (۲-۱) و RWD سربالایی و سرپایینی، حـــالت (۲) نیز مانند همین حـالت می‌شود زیرا نیروی ترمزی به هر چهار چرخ بدون در نظر گرفتن سربالایی/سرپایینی و یا جلومحرک/عقب محرک، اعمال می‌شود. به عنوان تمرین می‌توان حداکثر شیب را برای حالت‌های ترکیبی (اعمال ترمز دستی و درگیری دنده ۱ هم‌زمان و یا درگیری دنده یک و پدال ترمز هم‌زمان و...) نیز بررسی کرد.

مثال(۷-٤):

برای خودروهایی با مشخصات زیر:

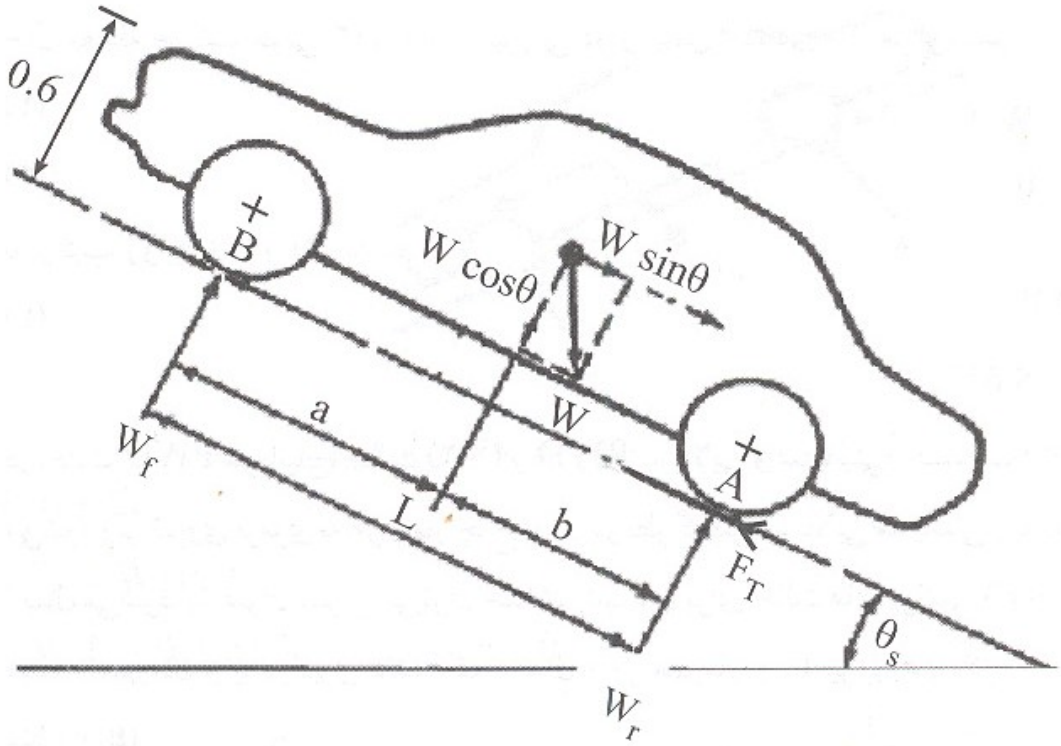
الف) ماکزیمم شیبی که هر خودرو می‌تواند طی کند.

ب) در شیب یافته شده در حالت الف، چند درصد از ماکزیمم توان موتور در سرعت 30km/hr به‌کار می‌رود؟

ج) در شیب یافته شده در حالت الف، چند درصد از ماکزیمم گشتاور موتور در سرعت 30km/hr به‌کار می‌رود؟

مشخصات خودرو	خودرو۱(RWD)	خودرو۲(FWD)	واحد
توزیع وزن عقب/جلو	45/55	40/60	–
ضریب مقاومت غلتشی	0.02	0.02	–
شعاع غلتش تایر	0.3	0.3	m
نسبت دنده بالا	12	13	–
گشتاور ماکزیمم موتور	150	150	N.m
سرعت موتور درگشتاورماکزیمم	3000	3000	Rpm
گشتاور در ماکزیمم توان موتور	120	120	N.m
سرعت موتور در ماکزیمم توان	5000	5000	Rpm
جرم خودرو	1200	1150	Kg
ضریب اصطکاک	0.8	0.8	–
ارتفاع مرکز ثقل خودرو از زمین	0.6	0.6	m
فاصله طولی چرخ های جلو و عقب	2.2	2.2	m

الف-۱) RWD:



ابتدا معادله حرکت طولی(۱) و ممان حول چرخ جلو (۲) را می‌نویسیم:

$$F_T - W\sin\theta - F_{RR} = 0 \quad (۱)$$

$$-W_r L + W\sin\theta.h + W\cos\theta.a = 0 \quad (۲)$$

با توجه به این‌که خودرو محرک عقب (RWD) می‌باشد می‌توان رابطه (۳) را به صورت زیر داشت:

$$F_T = \mu W_r \quad (۳)$$

با استفاده از فرمول نیروی مقاوم غلتشی تایر در فصل ۱ رابطه (٤) را نیز به صورت زیر داریم:

$$F_{RR} = W\cos\theta.f_r \quad (٤)$$

با ترکیب روابط (۱) تا (٤) می‌توان دو رابطه (۵) و (٦) را برای W_r نوشت:

$$W_r = \frac{W\sin\theta + f_r W\cos\theta}{\mu} \quad (۵)$$

$$W_r = \frac{W\sin\theta.h + W\cos\theta.a}{L} \quad (٦)$$

با مساوی قرار دادن روابط (۵) و (٦) داریم:

$$\frac{W\sin\theta + f_r W\cos\theta}{\mu} = \frac{W\sin\theta.h + W\cos\theta.a}{L} \quad (۷)$$

طرفین رابطه (۷) را در $W\cos\theta$ تقسیم می‌کنیم تا به رابطه ۸ برسیم:

$$L(\tan\theta + f_r) = \mu(h\tan\theta + a) \quad (۸)$$

آنگاه با جاگذاری عددی حداکثر شیب را بدست می‌آوریم:

$$\Rightarrow \theta = 23.73$$

ب-۱) با در نظر گرفتن θ و استفاده از رابطه (۱) داریم:

$$F_T = W\sin\theta + f_r W\cos\theta = W[\sin\theta + f_r\cos\theta] = 1150\times 9.81\times 0.42 = 4746.53N$$

با در نظرگرفتن سرعت ۳۰km/hr توان موتور را در این سرعت بدست می‌آوریم:

$$P = F_T V = 4746.53\times\frac{30}{3.6} = 39554.46W$$

توان ماکزیمم موتور از حاصل‌ضرب گشتاور ماکزیمم و سرعت ماکزیممی که توان ماکزیمم در آن اتفاق می افتد، بدست می‌آید:

$$P_{max} = T_{max}.\omega_{p.max} = \frac{5000\times 2\pi}{60}\times 120 = 62832W$$

نسبت توان مصرفی به‌توان ماکزیمم را نیز به صورت زیر داریم:

$$\frac{P}{P_{max}} = 0.63$$

ج-۱) با در نظر گرفتن شرایط کاری موتور، گشتاور کاری را بدست آورده و سپس نسبت آن به گشتاور ماکزیمم را محاسبه می‌کنیم:

$$P = 39554.46 \quad , \quad \omega_w = \frac{V}{r} = \frac{30/3.6}{0.3} = 27.78\ \text{wheel rotation speed}$$

$$\omega_e = N.\omega_w = 12\times 27.78 = 333.36\ rad/sec$$

$$\left[T = \frac{P}{\omega_e} = \frac{39554.46}{333.36} = 118.65\,N.m, T_{max} = 150N.m\right] \Rightarrow \frac{T}{T_{max}} = 0.79$$

۲) RWD

الف-۲)

مانند حالت قبل ولی با توجه به این‌که خودرو عقب محرک (RWD) می‌باشد، معادلات حرکت را می‌نویسیم:

$$F_T - W\sin\theta - F_{RR} = 0 \qquad (۱)$$

$$W_f L + W\sin\theta.h + W\cos\theta.b = 0 \qquad (۲)$$

$$F_T = \mu W_f \qquad (۳)$$

$$F_{RR} = W\cos\theta.f_r \qquad (٤)$$

از ترکیب روابط به معادلات (۵)و(٦) می‌رسیم.

$$W_r = \frac{W\sin\theta + f_r W\cos\theta}{\mu} \quad (۵)$$

$$W_r = \frac{W\cos\theta.b - W\sin\theta.h}{L} \quad (٦)$$

با مساوی قراردادن روابط (۵) و (٦) و جاگذاری عددی شیب را بدست می‌آوریم:

$$L(\tan\theta + f_r) = \mu(-h\tan\theta + b) \quad (۷)$$

$$\Rightarrow \theta = 20.69^\circ$$

ب-۲)

مانند حالت اول با در نظرگرفتن شیب ماکزیمم و رابطه ۱ داریم:

$$F_T = W\sin\theta + f_r W\cos\theta = W[\sin\theta + f_r\cos\theta] = 4379.4N$$

با درنظرگرفتن سرعت ۳۰km/hr توان موتور را در این سرعت بدست می‌آوریم:

$$P = F_T V = 4379.4\times\frac{30}{3.6} = 36495w$$

از حالت قبل توان ماکزیمم را به صورت زیر داشتیم:

$$P_{max} = T_{max}.\omega_{p.max} = 62833w$$

نسبت توان مصرفی به توان ماکزیمم را نیز مانند حالت قبل به‌صورت زیر داریم:

$$\frac{P}{P_{max}} = 0.58$$

ج-۲) با در نظرگرفتن توان کاری موتور و سرعت موتوردر ۳۰km/hr ، گشتاور کاری را بدست آورده و سپس نسبت آن به گشتاور ماکزیمم را محاسبه می‌کنیم:

$$P = 36495 \quad , \quad \omega_w = \frac{V}{r} = \frac{30/3.6}{0.3} = 27$$ سرعت چرخشی چرخ

$$\omega_e = N.\omega_w = 13\times 27.78 = 361.14\ rad/sec$$

$$\left[T_e = \frac{P}{\omega_e} = 101.05N.m \quad T_{max} = 150N.m\right] \Rightarrow \frac{T}{T_{max}} = 0.67$$

فهرست واژگان

A	
Abaqus	نرم افزار تحلیلی مهندسی
Accessory	وسایل کمکی
Accumulator	انباره
Actuation	راه‌اندازی
Addendum	سر دنده
Adaptive Cruise Control	سیستم کنترلی تطبیق سرعت
Aerodynamic	آیرودینامیک
Anti-Friction Bearing Manufactures,(AFBMA)	موسسه ساخت یاتاقان ضد اصطکاک
Association	همه چرخ‌ها محرک
All Wheel Drive,(AWD)	موسسه نفت آمریکا
American petroleum Institute,(API)	یاتاقان تماس زاویه‌ای
Angular – contact bearing	یاتاقان ضد اصطکاک
Anti friction bearing	نرم افزار تحلیلی مهندسی
ANSYS	آرمیچر
Armature	مونتاژ
Assembly	زاویه برخورد
Attitude angle	انتقال قدرت اتوماتیک
Automatic Transmission,(AT)	روغن انتقال قدرت اتوماتیک
Automatic Transmission Fluid,(ATF)	محور(اکسل)
Axle	
B	
Back lash	پس زنی
Ball	غلتک
Band	نوار(باند)
Banjo	بانجو(اتصال اکسل)
Bearing	یاتاقان
Bevel Gears	چرخدنده مخروطی
Bias	اریب(بایاس)
Bottom land	قسمت تحتانی دنده
Brake	ترمز
C	
Cage	قفسه
Carrier	حامل
Catia	نرم‌افزار طراحی مهندسی
Centrifugal	گریز از مرکز
Cermets pads	بالشتک‌های آلیاژ تیتانیم
Circular Pitch	گام دایره‌ای
Clearance	لقی
Clearance circle	دایره آزادی سر چرخدنده

Clutch	کلاچ
Clutch cover	پوسته کلاچ
Coast	سرازیری
Collar	دنده کشویی(یقه دار)
Coil-Spring	فنر پیچشی
Cone Clutch	کلاچ مخروطی
Constant Velocity Joint,(CVJ)	اتصال سرعت ثابت
Continuous Variable Transmission,(CVT)	انتقال قدرت پیوسته
Cosmos	نرم‌افزار تحلیل مهندسی
Counter shaft	محور هرزگرد
Cruise control	کنترل سرعت
Crank shaft	میل لنگ
Cup	فنجانی
Cylindrical	استوانه‌ای
D	
Dead axle	اکسل غیرمحرک
Dedendum	ته دنده
Deep-grove-ball-bearing	یاتاقان شیار عمیق
Deflection	جابه‌جایی
Diametral pitch	گام قطری
Diaphragm clutch	کلاچ دیافراگمی
Diesel	دیزل
Differential	دیفرانسیل
Direct	مستقیم
Direction	جهت
Dog clutch	کلاچ دنده‌ای
Double direction	دو جهته
Drive	راننده
Drive belt	نوار راننده
Driver plate	صفحه کلاچ
E	
ECU	واحد کنترل الکتریکی
Eddy current	جریان فوکو
Engage	درگیر
Engine	موتور
F	
Flywheel	فلایویل
Fork	چنگال(دو شاخه)
Four Wheel Drive(4WD)	چهار چرخ محرک
Free play	لقی

Friction	اصطکاک
Front engine-Front axle(FF)	موتورجلو-محور محرک جلو
Front engine-Rear axle(FR)	موتورجلو-محور محرک عقب
Front Wheel Drive (FWD)	محور جلو محرک (چرخ جلو محرک)
G	
Gasoline	بنزینی
Gear	چرخدنده
Gear mesh	نرم افزار طراحی چرخدنده
Gear trains	ارتباط چرخدنده ای
Governor	گاورنر
Gradient Resistance	نیروی مقاوم عمودی
H	
Helical gear	چرخدنده مارپیچ
Herringbone	دوجناغی
Highway	آزادراه
Hinge joint	مفصل لولایی
Hooke joint	اتصال هوک
Housing	هوزینگ، محفظه
Hub	توپی
Hunting	شمارنده
Hypoid gear	چرخدنده قوسی
Hysteresis	پسماند مغناطیسی
I	
Idler	هرزگرد
Impeller	پمپ
Inflation	تورم، برجستگی
Inner race	قاب درونی
Integral carrier	محفظه یکپارچه(اتصال اکسل)
Interference	تداخل
Involutes profile	منحنی اینولوت
J	
Journal	سر محور(محور اصلی)
K	
Key	خار
L	
Lay shaft	محور کمکی
Line of action	خط عمل

Lining	لنت
Live Axle	اکسل محرک
Load	بار
Longitudinal dynamic	دینامیک طولی
Low/high gear	دنده سبک/سنگین
Lubrication	روغن‌کاری
M	
Magnetic particle	آهنربایی
Manifold	دریچه
Manual transmission(MT)	انتقال قدرت دستی
MATLAB	نرم افزار محاسباتی
Middle engine-Front/Rear axle(MF/MR)	موتور وسط-اکسل جلو/عقب
Module	مدول
Molded asbestos lining	لنت‌های آسبتوس قالب‌گیری شده
N	
Needle bearing	یاتاقان سوزنی
Neutral	خلاص
Nozzle	نازل
Nut	مهره
O	
One way clutch	کلاچ یک‌طرفه
Outer race	قاب بیرونی
P	
Park	پارک
Pinion	چرخدنده کوچک(پینیون)
Piston	پیستون
Pitch circle	دایره گام
Pivot	توپ اتصال
Planetary gear	چرخدنده سیاره‌ای
Post processor	پس پردازنده
Power	قدرت(توان)
Pressure angle	زاویه فشار
Pressure Line	خط فشار
Pressure plate	صفحه فشار
Propeller shaft	گاردان
Pulley	پولی(گردان)
Pump	پمپ

R	
Rack	چرخدنده شانه‌ای
Radial	شعاعی
Rating life	محک عمر
Rear engine-Front axle(RF)	موتورعقب/محور محرک جلو
Rear engine-Rear axle(RR)	موتورعقب/محور محرک عقب
Rear Wheel Drive (RWD)	محورمحرک عقب
Regulator	تنظیم کننده
Release	رهایی
Resume	ادامه دادن
Retainer	نگهدارنده
Reverse	معکوس
Roller	مخروط، غلتک
Rolling Resistance	نیروی مقاوم غلتشی
Roll pin	میله
Rolling	غلتان
Rolling contact bearing	یاتاقان غلتشی
Rotation	چرخش
Rotor	روتور
S	
Seal	نشت بند
Selector	انتخاب‌گر
Semi automatic transmission	انتقال قدرت نیمه اتوماتیک
Servo	سرو
Set acceleration	تنظیم شتاب
Shaft	محور
Shield	محافظ
Shift valve	سوپاپ تعویض
Shim	واشر
Simulink	نرم افزار محاسباتی
Sintered – metal pads	بالشتک‌های فلزی با پودر فلز مذاب
Sleeve	بوش، غلاف
Sliding	لغزشی
Smooth	نرم و روان
Snap	قفل
Snow	برفی
Solid work	نرم افزار طراحی
Solve	حل کردن
Specific fuel consumption	مشخصه مصرف سوخت

Speed	سرعت
Speed gear	دنده سرعت
Spherical	کروی
Spigot	توپی
Spline	انحنا دار
Split	جداگانه(اتصال اکسل)
Sport Utility Vehicle(SUV)	خودروهای اسپورت صحرایی
Spur gear	چرخدنده ساده
Stator	استاتور(قسمت ثابت)
Steer	فرمان
Steering wheel	غربیلک فرمان
Sun gear	چرخدنده خورشیدی
Synchronizer	هم دور کننده
T	
Temperature	دما
Thermoset	فرآیند گرماکاری فلز
Throttle valve	سوپاپ گاز
Thrust	نیروی محوری
Thrust bearing	یاتاقان محوری (کف‌گرد)
Topland	قسمت فوقانی چرخدنده
Torque	گشتاور
Torque convertor	مبدل گشتاور
Traction	کشش
Traction Control System (TCS)	سیستم کنترل کششی
Transmission	انتقال قدرت
Tripod joint	اتصال سه پایه
Turbine	توربین
U	
Under cutting	برش زیرین
Urban	شهری
V	
Vacuum	مکش
Valve	سوپاپ، شیر
Vehicle	خودرو
W	
Washer	واشر
Whole depth	عمق کل
Woven – asbestos lining	لنت‌های بافته از آزبستوس یا پنبه نسوز
Worm gear	چرخدنده حلزونی