

بسمه تعالی

طراحی ماشینهای ابزار

مقدمه: هدف از ارائه درس طراحی ماشینهای ابزار این است که اصول طراحی، محاسبه و بهینه‌سازی ماشین‌های ابزار مدرن، به منظور استفاده دانشجویان، طراحان و مهندسين تولید تهیه گردد. مطالب برگزیده مختص نوع ماشین ابزار خاصی انتخاب نشده است. زیرا چنین مطالبی با توجه به سرعت رشد امروزی خیلی سریع کهنه می‌شوند. از طرف دیگر در چارچوب تعیین شده برای این درس بررسی کلیه انواع ماشینهای ابزار طبق طبقه بندی که در بند ۱-۳-۲ معرفی خواهد شد امکان‌پذیر نیست، به این جهت تنها ماشین آلات براده بردار را مورد بررسی قرار می‌دهیم. با این وجود به ماشینهای انیورسال برای عملیات ماشین کاریهای مختلف و به ماشین هایی که برای ماشینکاری یک قطعه خاص طراحی می‌شوند نیز نمی‌پردازیم.

آنچه به نظر رسید این بود که اگر اجمالاً به اجزاء ماشینهای ابزار براده‌بردار، اصول اتوماسیون، اصول کنترل ماشین‌ها و تئوری براده‌برداری پرداخته شود، مناسبتر باشد، زیرا این قسمت‌ها همانند تک تک انواع ماشینها چندان دستخوش تغییرات وسیع و اصولی قرار نداشته و بخاطر خصوصیت عام و کلی اینگونه مطالب، در سایر بخشهای ماشینهای خویشاوند نیز بکار می‌آیند.

به اینجهت درس را به بخشهای اصلی زیر تقسیم‌بندی می‌کنیم:

۱- کلیات (مقدمه - انواع ماشینهای ابزار و تولید - خواسته

های طراحی)

۲- اصول تئوری براده‌برداری

۳- اجزاء ساختمان ماشینهای ابزار

۴- بدنه‌ها

۵- راهگاهها

- ۶- تکیه‌گاه‌های میله اصلی
 - ۷- مقاومت میله های اصلی (محورها)
 - ۸- محرک‌ها (مکانیزم‌های بکاررفته در ماشینهای ابزار و کلاچها (بعنوان اجزاء ماشینهای ابزار)
 - ۹- رفتار دینامیکی ماشینها
 - ۱۰- سیستم‌های کنترل ماشینها
 - ۱۱- وسائل برای اتوماسیون ماشینهای ابزار
 - ۱۲- سیستم‌های تولیدی مدرن
- پس از معرفی انواع ماشینهای ابزار و تولید و کلیات خواسته‌های طراحی آنها ، در دومین بخش اصلی تئوری براده برداری بررسی می‌شود، تا نیروهای و گشتاورهای موثر در ماشین ابزار که برای محاسبه طراحی ماشین ضروری هستند، تعیین شوند، جداول عملی و مطمئنی در مورد خصوصیات عملیات تراش قابل استفاده بطور عام در خطوط تولید ارائه شده است که توسط طراح برای طراحی و توسط مهندس تولید به عنوان زیر بنای اقتصادی تولید فلزات مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- مهم‌ترین اجزاء ماشینهای ابزار : راهگاه‌ها، تکیه‌گاه‌های محورها، بدنه‌ها، محرک‌ها، مکانیزم‌ها و کلاچها در شش بخش اصلی جداگانه بررسی می‌شوند. خصوصیات اجزاء مختلف بررسی و تحلیل می‌شوند تا طراح برحسب نوع خواسته‌ها از نقطه نظر بارگذاری، سختی، دقت و سرعت بتواند صحیح انتخاب کند. این تحلیل‌های مقایسه‌ای اجزاء مختلف ماشینها بخصوص برای طرحهای توسعه مفید می باشند، بررسی تئوریک عملیات فیزیکی اصول اساسی کار مستقل دانشجویان را فراهم می‌نماید. در هر بخش کلیه مدارک لازم برای طراحی، محاسبه و بهینه‌سازی ماشین ارائه می‌شود. عکس‌العمل دینامیکی هر قطعه بررسی شده، اقدامات بهینه‌سازی مطرح و اصول محاسبات جمع‌بندی می‌شوند.

یک بخش کامل به بررسی عکس‌العمل دینامیکی ماشینها اختصاص داده شده است ، زیرا در سطح صنعت امروزی و کیفیت خواسته‌های طراحی از نظر دقت و کار بدون لرزش ماشینها، چنین بررسی ضروری می‌باشد.

در بخش ۱۰ به انواع مختلف کنترل ماشینها پرداخته و شرایط طراحی توضیح داده می‌شود، شرائطی که بایستی فراهم باشد تا بتوان سیستم کنترل را در ماشین بکار برد. کنترل عددی و عکس‌العمل دینامیکی موقعیت مدار کنترل بررسی می‌شود. در بخش ۱۱ وسائل اتوماسیون ماشین‌های ابزار بحث می‌شوند، توضیح این‌گونه وسائل نیز مختص ساخت یا پدیده خاصی نیست و بیشتر سعی می‌شود با توجه به بررسی‌های طراحی، اصول همگانی تدوین شود، این اصول بایستی محرک راه حل‌های جدید شوند بالاخره در بخش ۱۲ سیستم‌های تولیدی مدرن مورد بررسی قرار می‌گیرند.

در نظر بود مطالب با استفاده از منابع متنوع جمع آوری گردد، اما متأسفانه محدودیت زمانی در اختیار این هدف را تامین نکرده و فعلاً مطالب ساده و محدودند. امید است در ترم‌های آینده با تهیه و استفاده از منابع بیشتر مطالب غنی‌تر و پربارتر گردیده و محاسبه و طراحی‌های پیچیده تر نیز مورد بررسی قرار گیرد. در ضمن از پیشنهادات اصلاحی و تکمیلی علاقمندان ذیصلاح استقبال بعمل آورده و از پیش‌قردانی می‌نماید.

جواد زرکوب

عضو کادر آموزشی دانشکده مهندسی مکانیک ۱۳۸۲

مقدمه

۱- کلیات

۱-۱- اهمیت ماشینهای ابزار در اقتصاد ملی

.....

۱.....

۱-۲- تاریخچه توسعه ماشینهای

ابزار.....

.....

۳...

۱-۳- تقسیم بندی کلی ماشینهای

ابزار.....

.....

۵..

— ۱-۳-۱

مقدمه

.....

.....

۵.....

— ۱-۳-۲

تقسیم بندی ماشینها

.....

.....

۶.....

۱-۴- خواسته ها از ماشینهای

ابزار.....

.....
۹...

۲- اصول تئوري براده برداري

۲-۱- مفاهيم

.....
.....
۱۵.....

۲-۲- پديده ها هنگام ايجاد

..... براده
.....
۲۲...

۲-۳- نيروها هنگام براده-

..... برداري
.....
۲۷.....

۲-۴- سائيدگي -

..... دوام
.....
۳۴.....

۲-۵- مثال هاي

..... آموزشي
.....
۳۹.....

۲-۵-۱- مثال عددي

..... تراشكاري
.....
۳۹.....

۲-۵-۲- مثال عددي

.....فرزکاري
.....
۴۰.....

۲-۵-۳- مثال عددي

.....سور اخکاري
.....
۴۲.....

۳- اجزاء ساختمان ماشينهاي

.....ابزار
.....
۴۴.....

۴- بدنه ها

۴-۱- خصوصيات بدنه ها از نظر طراحي و

.....ساخت
۴۶.....

۴-۱-۱- پارسنگ يا تعادل

.....وزني
.....
۴۷..

۴-۱-۲- استقرار پايه روي

.....فوندا سيون
.....
۴۹

۴-۲- انتخاب مواد ، روش

.....توليد

.....	۵۰.....
.....	۴-۲-۱- نوع ساخت جوشکاری یا ریخته‌گری
.....	شده
.....	۴-۲-۲- بدنه‌های
.....	بتنی
.....	۴-۲-۳- تنش‌های طبیعی در بدنه-
.....	ها
.....	۴-۲-۴- براده برداری، عملیات حرارتی
.....	۵۳
.....	۴-۳- مقاومت بدنه‌ها
.....	۵۳
.....	۴-۳-۱- مقاومت استاتیکی بدنه‌ها
.....	۵۴
.....	۴-۳-۲- مقاومت دینامیکی بدنه‌ها
.....	۵۸
.....	۴-۳-۳- محاسبات قطعات بدنه به کمک روش اجزاء محدود
.....	۶۰

۵-۱- انواع راهگاهها

.....

۶۲

۵-۲- راهگاهها و تکیه‌گاههای هیدرودینامیکی

.....

۶۳

- ضریب اصطکاک

.....

۶۴

- سائیدگی

.....

۶۸

- شروع خوردگی

.....

۷۰

- جمع بندی

.....

۷۱

۵-۲-۱- اجزاء ساختمانی راهگاههای هیدرودینامیکی و خصوصیات
طراحی آنها

.....

۷۱

۵-۲-۲- راهگاههای تنظیمی

.....

۷۵

۵-۲-۳- روشهای اصلاح خطا در راهگاه

.....

۷۶

۵-۲-۴- عکس العمل استاتیکی و دینامیکی در سیستم های

راهگاہی

.....

۷۷

۵-۲-۵- محاسبه نیروی لغزش

.....

۷۸

۵-۲-۶- خطر سفتی راهگاہهای

.....

۸۰

۵-۳- راهگاہهای غلتي

.....

۸۱

۵-۴- راهگاہهای هیدرواستاتیکی

.....

۸۴

۵-۴-۱- فشار حوضچه ، سطوح حوضچه ، نیروها

.....

۸۴

۵-۴-۲- محاسبه و طراحی شبکه تدارک روغن

.....

۸۵

۵-۵- نمونه های طراحی راهگاہهای ماشینهای ابزار

.....

۹۰

آموزشی

مثال

۵-۶-

.....

۹۲

۶- تکیه‌گاه‌های میله اصلی

۶-۱- یاتاقان‌های لغزشی

.....

۹۵

۶-۱-۱- یاتاقان‌های هیدرودینامیکی

.....

۹۷

۶-۱-۲- یاتاقان‌های هیدرواستاتیکی ۱۰۱

۶-۱-۳- یاتاقان‌های غلتی برای میله‌های

اصلی.....

۱۰۲.....

۷- مقاومت میله های اصلی

۷-۱- مقاومت استاتیکی میله

اصلی.....

۱۰۷.....

۷-۲- مقاومت دینامیکی میله

اصلی.....

۱۰۹.....

۷-۳- مثال

آموزشی.....

.....

۱۱۱.....

۸- محرک‌ها

۸-۱- محرکهای

..... اصلی
.....
۱۱۳.....

۸-۱-۱- موتور سه فاز اسنکرون (القایی) با دور ثابت به

عنوان محرک

..... اصلی ۱۱۴.....

۸-۱-۲- موتور جریان یکسو به عنوان محرک

..... اصلی
..... ۱۱۵.....

۸-۱-۳- موتور هیدرودینامیکی به عنوان محرک

..... اصلی
..... ۱۲۲.....

۸-۲- محرکهای

..... پیشروی
.....
۱۲۴.....

۸-۲-۱- محرکهای پیشروی

..... مکانیکی
..... ۱۲۵.....

۸-۲-۲- موتور خودکار سه فاز (σερπο) به عنوان محرک

..... پیشروی
..... ۱۲۷.....

۸-۲-۳- موتور جریان یکسو به عنوان محرک

..... پیشروی
..... ۱۲۸.....

۸-۲-۴- هیدروموتور به عنوان محرک

..... پیشروی
..... ۱۳۱.....

۸-۲-۵- سیلندر هیدرولیکی به عنوان محرک

پیشروی.....

۱۳۲.....

۸-۲-۶- موتور گامی به عنوان محرک

پیشروی.....

۱۳۵.....

۸-۲-۷- رفتار دینامیکی محرکهای

پیشروی.....

۱۳۸.....

۸-۳- مثال

آموزشی.....

.....

۱۴۲.....

۸-۴- مکانیزمهای بکاررفته در ماشینهای

ابزار.....

۱۴۳.....

۸-۴-۱- خواسته های

کلی.....

.....

۱۴۳.....

۸-۴-۲- مکانیزمها با نسبت تبدیل

یکنواخت.....

۱۴۴.....

- مکانیزمهای با امکان تنظیم مرحله ای دور

خروجی (جعبه دنده-

ها)..... ۱۴۴

- اصول

ساختمانی.....

.....
۱۴۴.....

- نمونه هاي

..... کاربردي.....

.....
۱۴۷..

- اصول محاسباتي جعبه دنده هاي مرحله-

.....اي.....

۱۴۸

۸-۴-۳- مکانیزمهاي با امکان تنظيم پيوسته دور

.....خروجي.....

۱۵۴.....

- دستگاههاي

.....الکتریکي.....

.....

۱۵۵.....

- مکانیزمهاي

.....هیدرولیکي.....

.....

۱۵۸.....

- مکانیزمهاي

.....مکانیکي.....

.....

۱۶۳.....

۸-۴-۴- مکانیزمها با نسبت تبدیل غير

.....یکنواخت.....

۱۶۷.....

۸-۵-

.....کلاچها.....

.....	
۱۷۰.....	
۸-۵-۱ - خواسته هاي	
.....	كلي.....
.....	
۱۷۰.....	
۸-۵-۲ - كلاچهاي غير قابل	
.....	اتصال.....
۱۷۱.....	
۸-۵-۳ - كلاچهاي قابل	
.....	اتصال.....
.....	
۱۷۴.....	

۹- رفتار ديناميكي ماشينها

۹-۱ - ارتعاشات تحريك شده	
.....	خارجي.....
۱۸۴.....	
۹-۱-۱ - ارتعاشات	
.....	آزاد.....
.....	
۱۸۴.....	
۹-۱-۲ - نوسانات	
.....	اجباري.....
.....	
۱۸۶.....	
۹-۲ - نوسانات خود	
.....	القاء.....

.....

۱۸۹.....

۹-۲-۱-

.....پدیده Στιχκ-Σλιπ.....

.....

۱۸۹.....

۹-۲-۲- پدیده

.....Χηαττερ.....

.....

۱۹۱.....

۹-۳- آزمایش تغییر شکل‌پذیری استاتیکی

.....ماشینها.....

۱۹۳.....

۹-۴- بررسی رفتار دینامیکی ماشینها بدون روند

.....ماشینکاری.....

۱۹۴.....

۹-۵- بررسی رفتار دینامیکی ماشینها در طول عملیات

.....ماشینکاری.....

۱۹۷.....

۹-۶- بهینه‌سازی رفتار دینامیکی

.....ماشینها.....

۱۹۷.....

۹-۷- مثال

.....آموزشی.....

.....

۲۰۰.....

۱۰- سیستمهای کنترل ماشینها

۱۰-۱- مفاهيم كلي كنترل و

تنظيم.....

.....

۲۰۳

۱۰-۲- انواع سيستمهاي كنترل براي ماشينهاي

ابزار.....

۲۰۴.....

۱۰-۲-۱- سيستم كنترل انحنائي

(مكانيكي).....

۲۰۴.....

۱۰-۲-۲- سيستم كنترل

هيدروليكي.....

.....

۲۰۵

۱۰-۲-۳- سيستم كنترل

پنوماتيكي.....

.....

۲۰۶..

۱۰-۲-۴- سيستم كنترل

الكتركي.....

.....

۲۰۷..

۱۰-۳- انواع كنترل در سيستمهاي كنترل

عددي.....

۲۱۸

۱۰-۳-۱- كنترل نقطه-

اي.....

.....

۲۱۸

۱۰-۳-۲- کنترل

خطي.....
.....
۲۱۸.....

۱۰-۳-۳- کنترل

پيوسته.....
.....
۲۱۹.....

۱۰-۴- فواصل تاثير در کنترل

عددي.....
۲۱۹

۱۰-۴-۱- فاصله تاثير

باز.....
.....
۲۲۰.....

۱۰-۴-۲- فاصله تاثير

بسته.....
.....
۲۲۲.....

۱۰-۵- سيستمهاي اندازه گيري فاصله براي سيستمهاي کنترل

عددي.....
۲۲۳.....

۱۰-۵-۱- روشهاي اندازه گيري ديجيتال و آنالوگ

.....
۲۲۴.....

۱۰-۵-۲- روشهاي اندازه گيري افزايشي (ινχρεμενταλ) ومطلق

.....(Αβσολυτε) ۲۲۵.....

۱۰-۵-۳- روشهای مستقیم و غیر مستقیم اندازه گیری فاصله	۲۲۶
۱۰-۵-۴- منحنی سیستمهای اندازه گیری فاصله	۲۲۹
۱۰-۶-۱- عکس‌العمل دینامیکی مدار تنظیم تکیه گاهی	۲۳۲
۱۰-۶-۱-۱- منحنی فرکانس ماشین	۲۳۲
۱۰-۶-۲- منحنی فرکانس سیستم کنترل	۲۳۳
۱۰-۶-۳- منحنی های فرکانس سیستم ماشین- کنترل	۲۳۳
۱۰-۶-۴- ضوابط ثبات مدار تنظیم تکیه گاهی	۲۳۳
۱۰-۷- مثال آموزشی	۲۳۵

۱۱- ابزارها برای اتوماسیون ماشینهای ابزار

۱۱-۱- تعویض

ابزار.....
.....
۲۳۷.....

۱۱-۱-۱- رولور بصورت مخزن

ابزار.....
۲۳۷.....

۱۱-۱-۲- ماشین با مخزن

سردستگاه.....
.....
۲۳۷

۱۱-۱-۳- ماشین با مخزن قابل دوران مخروطی

شکل.....
۲۳۸.....

۱۱-۱-۴- روش

آوردن.....
.....
۲۳۹.....

۱۱-۱-۵- تعویض ابزار بطور

دستی.....
۲۳۹.....

۱۱-۱-۶- تعویض ابزار غیر مستقیم توسط یک

رولور.....
۲۳۹.....

۱۱-۱-۷- تعویض ابزار مستقیم به کمک دستگاه تعویض

ابزار.....
۲۴۰.....

۱۱-۲- تعویض

سرسته.....

.....	
۲۵۳.....	
۱۱-۳- تعویض پالت-	
.....	ها
.....	
۲۵۵.....	
۱۱-۴- روباتهاي	
.....	صنعتي
.....	
۲۵۷.....	
۱۱-۵- مثال	
.....	آموزشي
.....	
۲۵۸.....	

۱۲- سیستم های تولید مدرن

۱۲-۱- ماشینهای ابزار ویژه تشکیل شده از واحدهای پیش	
.....	ساخته
۲۶۱.....	
۱۲-۲- خطوط	
.....	انتقال
.....	
۲۶۳.....	
۱۲-۳- مراکز	
.....	ماشينکاري
.....	
۲۶۴.....	

۱۲-۴- سیستم‌های تولیدی انعطاف‌پذیر و سلولهای تولیدی

انعطاف-

پذیر..... ۲۶۵

۱۲-۵- مثال

آموزشی.....

.....

۲۶۷.....

منابع

تکمیلی.....

.....

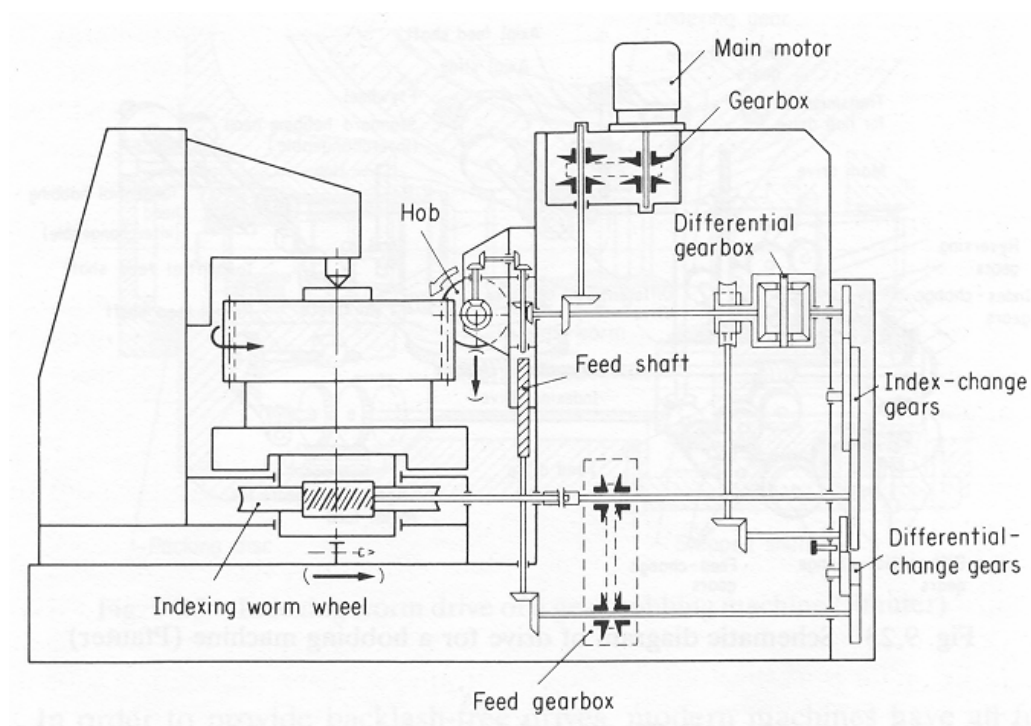
۲۶۸.....



دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

طراحی ماشینهای ابزار



گردآورنده

و مترجم : دکتر جواد زرکوب



دانشکده مکانیک

طراحی ماشینهای ابزار

گردآورنده و مترجم : دکتر جواد زرکوب



۱

کلیات

۱-۱ اهمیت ماشینهای ابزار در اقتصاد ملی:

اقتصاد ملی کشورهای صنعتی تابع تولید صنعتی کالا و سیستم های مبادله ناشی از آن می باشد. هدف این دو تنها تامین نیاز داخلی نیست. بلکه به منظور مبادله کالا با سایر کشورها جهت داده شده اند.

تولید صنعتی ابتدای قرن ۱۹ آغاز شده و در بخش های مختلف تولیدی جایگزین تولید در کارگاههای دستی شد، به این صورت که با بکار گرفتن روز افزون ماشینها از یک طرف و با تقسیم کار از طرف دیگر، راه تولید اقتصادی تر کالا در تعداد زیادتر باز شد. «انقلاب صنعتی» که به روشهای تولید جدید باز می گردد، از جمله توسط ابداع ماشین بخار و موتورهای الکتریکی امکانپذیر شد. که مکانیزه کردن محرکهای اصلی ماشین های تولیدی را ممکن نمودند.

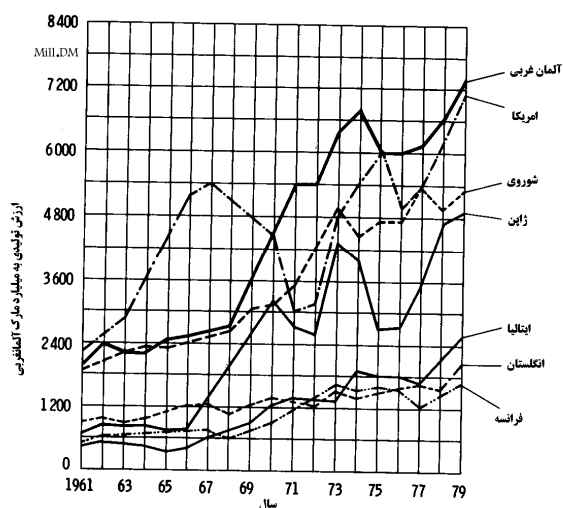
در بخش صنایع فلز کاری نیز از این زمان به بعد توسعه صنعتی ماشینهای ابزار پیشی گرفت، به موازات آن پیشرفت های عظیمی در بخش متالورژی و تکنولوژی بوجود آمد. ماشینهای ابزار بعنوان ابزار تولید در تولید صنعتی سهم بزرگی دارند، به این جهت این بخش از ماشین سازی در اقتصاد از اهمیت کلیدی برخوردار است. صنعت ماشینهای ابزار نیاز دستگاههای تولیدی صنایع فلز کاری را تأمین می نماید، کیفیت محصولات تولید شده و با صرفه بودن آنها تابع صنعت ماشینهای ابزار می باشد.

در شکل ۱-۱ موقعیت جهانی تولید ماشینهای ابزار در ۷ کشور پیشتاز در این صنعت نشان داده شده است.

تاسال ۱۹۷۰ آمریکا در تولید ماشینهای ابزار پیشتاز بوده است. از آن به بعد سهم تولیدی کشورهای صنعتی آلمان غربی، ژاپن

طراحی ماشینهای ابزار

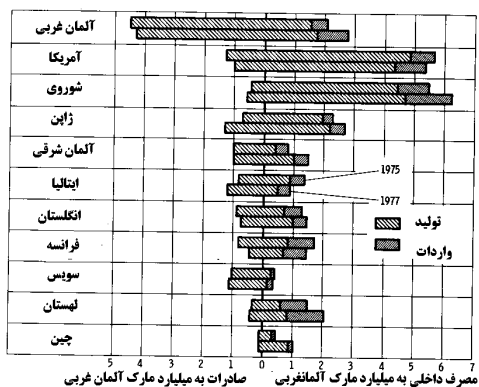
و شوروی پیوسته رو با افزایش رفته است. در مقایسه کشورهای ایتالیا، انگلستان و فرانسه رشد کمتری را نشان می دهند برخلاف آلمان غربی، ایتالیا و سوئیس در سایر کشورهای نامبرده بیلان کلی گویای مصرف داخلی بیش از تولید داخلی بوده و نیاز به واردات را نشان می دهد، بیشترین حجم صادراتی متعلق به آلمان غربی بوده که حدود دو سوم تولیدات خود را صادر کرده است.



شکل ۱-۱:

تولید ماشینهای ابزار در ۷ کشور
صنعتی پیشتاز
«در سال ۱۹۷۹ میلادی»

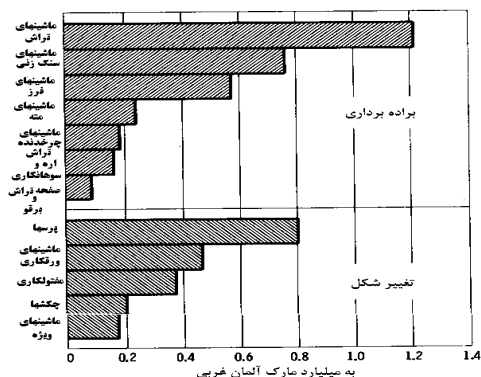
در شکل ۲-۱ چگونگی صادرات و واردات و مصرف داخلی کشورهای صنعتی پیشتاز نشان داده شده است.



شکل ۲-۱:

صادرات - واردات و مصرف داخلی
ماشینهای ابزار (سال ۱۹۷۵-۱۹۷۷)

شکل ۳-۱ اهمیت هریک از انواع ماشینها ابزار طبق ارزش تولیدی سا لیانه در آلمانی غربی را نشان میدهد.



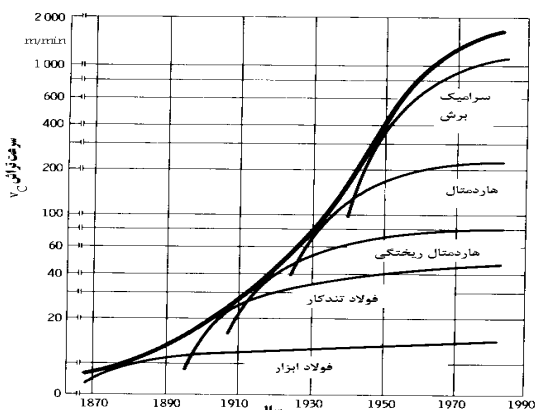
شکل ۳-۱:

تولید ماشینهای ابزار در آلمان غربی (سال ۱۹۷۷)

در گروه ماشینهای ابزار براده برداری ماشینهای تراشکاری با يك ارزش توليدي به میزان 1.23 Mrd. مارک آلمان غربی در مقام اول است. پس از آن ماشینهای سنگ زنی با ۷۷۹ میلیون مارک و ماشینهای فرز با ۸۵۰ میلیون مارک قرار دارند، در گروه ماشینهای تغییر شکل: پرسها دارای مقام اول هستند، ارزش توليدي آنها ۸۹۹ میلیارد مارک بوده است، در مقایسه ماشینهای براده برداری و ماشینهای تغییر شکل نسبت ارزش توليدي تقریباً سه به دو میباشد.

۲-۱ توسعه تاریخی ماشینهای ابزار

بهینه سازی مستمر خصوصیات برشی ابزارها تأثیر بسزایی بر توسعه طراحی ماشینهای ابزار براده بردار داشته است. قابلیت مواد برشی هنگام براده برداری توسط سرعت برش ممکن و نیروهای برشی قابل تحمل مشخص میشود. در شکل ۱-۴ سرعت های برش مفید تابع توسعه زمانی مواد برشی نشان داده شده است. فولادهای ابزار بکاررفته تا انتهای قرن گذشته، اغلب فولادهای گرافیتی کم آلیاژ بوده و دارای گرم سختی کمی بودند، بر مبنای تحقیقات تکنولوژیکی، F.W.Taylor با اضافه کردن تنگستن، کرم، وانادیم، مولیبدن. يك فولاد تند بر توسعه داد که تا درجه حرارتهای کاری 600°C قابلیت برشی خود را حفظ می کرد.

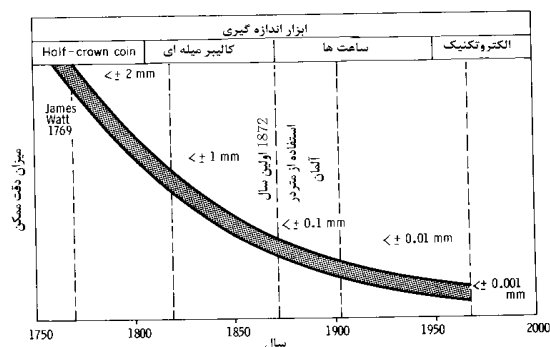


شکل ۱-۴:

چگونگی توسعه سرعت تراش برای تراشکاری فولاد

فولاد تندبر افزایش سرعت تراش سه تا چهار برابر را امکانپذیر نمود. توسعه بیشتر در متالورژی به آنجا منتهی شد که به کمک صنعت متالورژی پودر از کربید تنگستن (تنگستن و فلز واسط کبالت یک ماده برشی (Hard Metal) ایجاد شد که تا درجه حرارت های کاری 800 تا 1000°C قابلیت تراش خود را از دست نمیداد، به این صورت سرعت برشی سه تا چهار برابر فولاد تندبر افزایش پیدا کرده است. ابزارهاییکه اخیراً از جنس اکسیدهای سرامیک ساخته شده اند حتی سرعتهای تراشی بیش از 1000[m/min] را ممکن می نمایند.

این پیشرفت در مواد برشی از نظر توسعه ماشینهای ابزار خواهان افزایش دائم حداکثر دور میله اصلی و قدرت محرک بوده است، به موازات تقاضای افزایش قدرت خواسته های دقت نیز پیوسته رو به افزایش رفته است، تنها توسط افزایش متناسب دقت کاری ماشینهای ابزار و توسط بهبود روشهای اندازه گیری تحقق این خواسته ها امکانپذیر شده است. شکل ۱-۵



روند افزایشی دقت تولیدی قطعات کاری را نشان می دهد، در حالیکه James Watt میبایستی به یک دقت تولیدی ۲ میلیمتری کفایت می کرد، امروزه به کمک مدرنترین ماشینهای تولیدی ترانس کمتر از ۰,۰۰۱ میلیمتر

نیز حاصل می‌شود.

شکل ۱-۵:

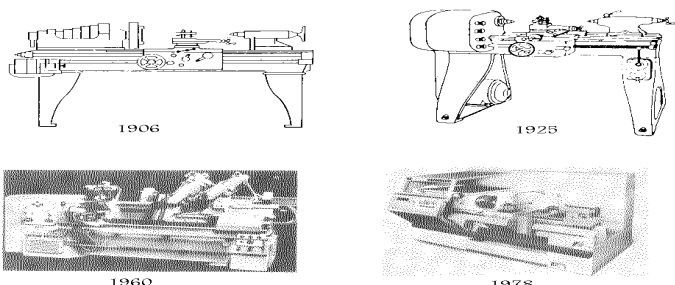
افزایش خواسته ها از نظر دقت تولید

افزایش سرعت تراش و قدرت محرك، همینطور افزایش خواسته های دقت زیر بنای توسعه عناصر کاراتری مانند پایه ها، راهگاهها و تکیه گاههای میله اصلی و مکانیزمها قرار گرفته اند، تحت این شرائط نظرهای اصلی طراحی متوجه شکل دهی مقاوم تر کل طرح و تامین عملکرد بدون عیب سینماتیکی و هندسی اجزاء ساختمانی شد، با افزایش قدرت محرك مشکلات دینامیکی زیاد تر شد که با در اختیار قرارگرفتن روشهای اندازه گیری دقیق مناسب قابل حل شدند.

علاوه بر تأثیر مواد برشی و خواسته های افزایش دقت، توسعه ماشینهای ابزار به خصوص تا حدی زیادی مدیون ضرورت روشهای تولیدی اقتصادی و تقسیم کار صنعتی می باشد، درکنار انواع ماشینهای کمی که برای تولید دستی در اختیار بودند، به مرور زمان انواع متنوع ماشینهای ابزار با مراحل مختلف اتوماسیون برای اهداف کاربردی متفاوت توسعه پیدا کردند. با شروع از ماشینهای تراش انیورسال برای وظائف تک تولیدی تا ماشین های ویژه و خطوط تولیدی برای تولید انبوهی روند توسعه اتوماسیون ماشینهای ابزار با استفاده از صنعت تنظیم و کنترل منتهی به ماشینهایی شده که امروزه به سادگی توسط برنامه قابل کنترل هستند. اولین مرحله این نوع توسعه توسط صنعت کنترل مکانیکی مشخص می‌شود.

در این حالت اطلاعات لازم برای تولید توسط يك شابلن، صفحه انحنائی یا بادامك ذخیره می‌شد، راه برای کاربرد وسیعتر اتوماسیون در اواسط سالهای ۶۰ میلادی توسط رایانه باز شد. درمقایسه با اتوماسیون مکانیکی، به خاطر انعطاف پذیری بیشتر رایانه کاربرد اقتصادی آن در زمینه تک تولیدی و تعداد کم نیز فراهم شد. روند توسعه ماشینهای ابزار در طول ۷۵ سال گذشته

به کمک طراحی يك ماشین تراشکاری در شکل ۱-۶ نشان داده شده است .



شکل ۱-۶:

روند توسعه ماشینهای تراش

بدنه ماشین تراش سال ۱۹۰۶ میلادی باریک بوده و شکل خود را از نمونه ماشینهای دستی عصر خود گرفته است ، با انداختن تسمه سیستم انتقال بطور مستقیم روی پولیهای میله اصلی که دارای قطرهای مختلف بودند، دورهای مختلف میله اصلی ایجاد می شد، تابعیت سیستم انتقال از يك موتور محرك مركزي ماشین را در يك مكان مشخص زمین گیر کرده بود.

در ماشین تراش سال ۱۹۲۵ این اشکال رفع شده است، محرك این ماشین الکتروموتوری است که داخل پایه آن جاسازی شده است، دورهای مختلف میله اصلی به کمک يك جعبه دنده با امکان تعویض دنده تنظیم می گردد. جعبه دنده در يك پوسته بسته سوار شده بطوریکه سیستم پایگاه میله مقاومت بیشتری از ساختمان باز گذشته از خود نشان می دهد.

برای ساده تر کردن کارهای تراشکاری طولی تکراری در طرف بستر بادامک پیش بینی شده که به کمک آنها حرکت پیشروی میز بطور خودکار قطع می شود.

ماشین تراش ساخت سال ۱۹۶۰ دارای فرم پایه بسته بوده و خواسته مقاومت بیشتر را برآورده می کند، این ماشین دارای دستگاه کپی تراش می باشد که فرم نمونه ها را به قطعات کار منتقل می کند، چون تولید چنین نمونه هایی پرهزینه است، این روش تنها برای تراشکاری قطعات بصورت تولید انبوه اقتصادی است .

ماشین تراش ساخت سال ۱۹۷۸ از نظر ساختمان مکانیکی چندان تغییری نکرده است، اما خصوصیات ظاهری این ماشین حذف ادوات راه اندازی دستی برای حرکات پیشروی است ، میکروپروسورها این ماشین را کنترل

می‌کنند. ماشین توسط دگمه های فشاری کنترل شده و عملکردها برای ماشینکاری قطعات برنامه ریزی می‌شود، اطلاعات کاری که بطور مستقیم در حین کار به ماشین داده شده را می‌توان روی یک کاست مغناطیسی ذخیره نمود. امتیاز این مرحله اتوماسیون تعویض سریع تولید یک قطعه با قطعات دیگر است. محصولات رایانه ای صنایع الکترونیک تأثیر بسزایی بر توسعه ماشینهای ابزار کنترل عددی داشته اند، این روند مطمئناً هنوز ادامه دارد. پخش یک محصول، یعنی شانس فروش آن در بازار تابع کیفیت و قیمت آن می‌باشد.

۱-۳- تقسیم بندی کلی ماشینهای ابزار و تولید

۱-۳-۱ مقدمه

تکنولوژی تولید مواد اولیه را به محصولات صنعتی تبدیل کرده و به این جهت زیربنای این صنعت را تشکیل می‌دهد. تکنولوژی تولید را «تکنولوژی مکانیکی» نیز نامیده اند، زیرا زمینه علمی آن تغییر شکل مواد می‌باشد. برای تولید یک قطعه عمدتاً نیاز به چندین روش کار می‌باشد این روشهای کاری را به دو گروه بزرگ تقسیم بندی کرده اند:

روشهای تولیدی بدون براده و روشهای تولیدی براده ده. به این جهت معقول بنظر می‌رسد ابتدا شناختی در مورد این دو گروه روش تولیدی داشته باشیم، زیرا درک ماشینهای تولیدی ساده تر می‌شود.

البته گستره روشهای تولیدی هر دو گروه روشها را در برمی‌گیرد، اما جدا سازی این دو گروه نه تنها بخاطر بررسی موضوعی لازم است، بلکه به این خاطر نیز هست که تکنولوژی کاری روشهای تولیدی بدون براده مانند روشهای ریختگری، آهنگری، برش ضربه ای، جوشکاری و غیره در مقایسه با روشهای تولیدی براده برداری مانند تراشکاری، سوراخکاری، فرزکاری، سنگ زنی و غیره متفاوت است.

البته در روشهای تولیدی بدون براده نیز ضایعات وجود دارد، اما نه به میزان روشهای براده ده، زیرا این ضایعات در

طراحی ماشینهای ابزار

مقایسه با روشهای براده برداری بسیار کم است، امتیازات اینگونه روشها عبارتند از :

- ضایعات مواد کم بوده و امتداد خطوط الیافی مناسبتر است

- هنگام شکل دهی سرد سختی ایجاد می شود

- زمان تولید کوتاه است

کاربرد این روشهای تولیدی بدون براده وقتی اقتصادی است که تعداد قطعات باندازه کافی زیاد باشد، زیرا هزینه ابزار در این روشها بسیار بالا است.

در بسیاری از موارد بایستی قطعاتی که ابتدا توسط روشهای بدون براده شکل دهی شده اند باز به کمک روشهای براده برداری کامل شوند. به این جهت روشهای براده برداری را روشهای تکمیل نیز نامیده اند، این روشها هستند که در نهایت به قطعه کاری شکل نهایی لازم را می دهند.

اینکه آیا یک قطعه ابتدا به کمک روشهای بدون براده شکل دهی شده وبعد توسط روشهای براده برداری کامل شود، یا اینکه تنها با روشهای براده برداری بطور اقتصادی قابل تولید می باشد را پس از یک بررسی مقایسه ای می توان تشخیص داد.

۱-۳-۲ تقسیم بندی ماشینها

انواع ماشینهایی که در روند هریک از روشهای تولیدی مورد استفاده قرار می گیرند را ماشینهای ابزار می نامند. ماشینهای ابزار و تولید را می توان به سه دسته تقسیم نمود.

ماشینهای ابزار برای شکل دهی بدون براده قطعات، ماشینهای براده برداری و ماشینها برای شکل دهی مواد غیر فلزی از قبیل چوب و مواد مصنوعی.

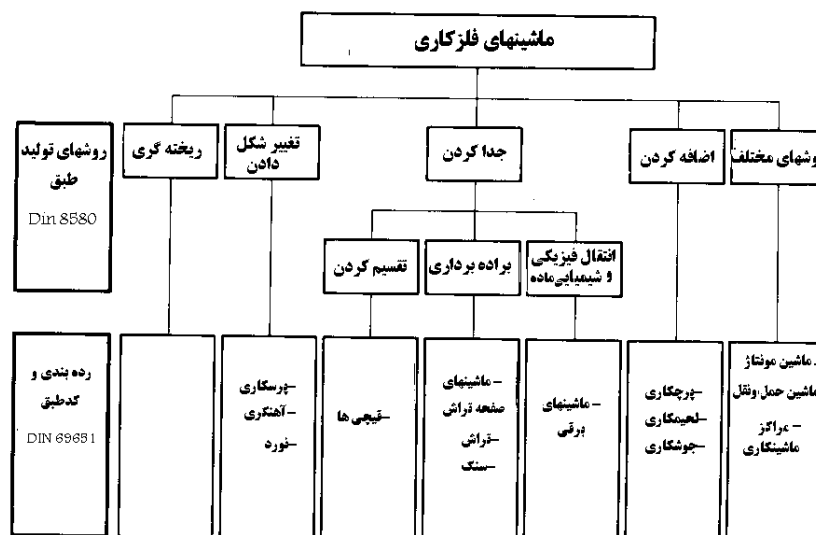
با توجه به خواسته های متعدد تولیدی تاکنون طیف وسیعی از انواع ماشینهای ابزار طراحی و ساخته شده اند. این طیف گسترده را می توان بر مبنای خصوصیات مختلفی تقسیم بندی نمود. مهمترین تقسیم بندی بر حسب نوع تکنولوژی کاری آنها انجام گرفته است. تقسیم بندی های دیگری نیز از نقطه نظر ابعاد، دقت

، نوع ساختمان، سینماتیک عملکرد، درجه اتوماسیون یا نوع سیستم کنترل امکان پذیر بوده و بکار گرفته شده است. در پیش نویس طرح استاندارد DIN 69651 ماشینهای ابزار به شرح زیر تعریف شده اند:

ماشینهای ابزار ماشینهایی هستند مجهز به نیروی محرک- اغلب مستقر در یک محل ثابت که برای کارهای تولیدی مختلف بر مبنای روشهای فیزیکی، شیمیایی یا سایر روشهای تولیدی طراحی شده اند، این روشهای تولیدی که بیشتر مخصوص مواد اولیه فلزی هستند عبارتند از: ریخته گری، تغییر شکل دادن، جدا کردن، اضافه کردن، که در صورت لزوم به کمک مواد اضافی یا محصولات اضافی به کار میروند. ماشینهای ابزار، زوج کاری: ابزار-قطعه کار را چنان بهم مرتبط میکنند که به کمک حرکات نسبی (کنترل شده) مشخص در انتهای روند تولید فرم هندسی قطعه کاری مشخص از قبل تعیین شده ای ایجاد میشود. در شکل ۱-۷. تقسیم بندی ماشینهای ابزار طبق DIN 69651 که بر مبنای خصوصیات تکنولوژیکی آنها انجام گرفته نشان داده شده است.

ماشین آلات ریخته گری، تغییر شکل دادن و ماشین آلات اضافه و جدا کردن گروههای اصلی ماشینهای ابزار را تشکیل می دهند. ماشین آلات ریخته گری مواد اولیه را از وضعیت بدون شکل یا از وضعیت پودری به قطعات نیمه ساخته یا قطعات آماده مصرف تبدیل می کنند. ماشین آلات تغییر شکل برای ادامه ماشینکاری روی قطعات نیمه ساخته بکار می روند.

ماشین آلات اضافه کردن چندین قطعه را با استفاده از روشهای مختلف بهم متصل می نمایند (جوشکاری، لحیمکاری، پرچکاری، چسباندن یا تا کردن)



شکل ۱-۷: تقسیم بندی ماشین های ابزار (طبق استاندارد DIN 69651)

گروه ماشین آلات جدا سازی بانواع زیر تقسیم بندی می شوند:

- ماشین آلات جداسازی بطور مثال از نیمه ساخته ها (بخصوص ورقها) قسمتهایی را بریده یا جدا کرده و باین طریق شکل مطلوب مورد نظر را ایجاد می کنند.

ماشین آلات براده برداری: در اینگونه ماشینها برای شکل دهی قطعات ، بصورت براده برداری از قطعه کار از یک تیغه برش استفاده می کنند، این گروه ماشین آلات را برحسب نوع عملکرد کاری به ماشین آلات تراشکاری، سوراخکاری، فرزکاری، برقووسنگ زنی و غیره تقسیم بندی کرده اند. ماشین آلات نامبرده را برحسب نوع ساختمانی آنها نیز تقسیم بندی کرده اند، بطور مثال ماشین تراش مرغک دارو یا با صفحه نظام، ماشین تراش رولور، عمودی و سطح تراش و غیره...

- ماشین آلات برای انتقال شیمیایی و فیزیکی مواد: روش کار اینگونه ماشینها انتقال مواد بوده و بر مبنای روشهای فیزیکی و شیمیایی عمل می کنند.

درست است که اساس ایده ساختمان يك ماشین ابزار تابع روش توليدي مورد نظر مي باشد، اما فراتر از آن هدف كار برد ماشین در چارچوب يك روش توليد خاص نیز، خواسته هاي متفاوتي را پيرامون يك ماشین ابزار به وجود مي آورد. اگر فرایند توليد قطعه كار را در كانون تصميمات قرار دهيم اين می تواند

بصورت تولید انبوه یا در تیراژ متوسط بوده، ماشینکاری آن ساده یا پیچیده باشد. منظور این است که هدف ماشینکاری قطعه کار نیز بر نوع طراحی ماشین تاثیر می گذارد. به این جهت در گذشته ماشینهای ابزار را برحسب کارگاههای تولیدی مختلف از قبیل کارگاه تراش، کارگاه فرز و غیره تقسیم بندی می کردند. اما امروزه ماشینهای ابزار را بصورت خطوط ماشینهای تولیدی به کنار قطعه کار می آورند تا جریان انتقال مواد بهتر و بطور اقتصادی تر انجام گیرد. با توجه به این دیدگاه کاربردی تولیدی، تقسیم بندی زیر نتیجه می شود:

a- ماشینهای انیورسال

کاربرد: این نوع ماشین ها برای انواع ماشین کاریهای مختلف روی قطعات کاری مختلف مناسب اند: بطور مثال برای بخش تعمیرات، ابزار سازی و غیره، یعنی برای تک تولیدی زیرا عملیات کاری دائم تغییر می کنند. مشخصه: جعبه دنده بزرگ برای محدوده دورهای زیاد میلله اصلی و تعداد زیاد مراحل پیشروی، دقت بالا برای پرداخت کاری. به این جهت قدرت خشن تراشی آنها محدود و سرعت تجهیز زیاد است، در حالی که تجهیزات اضافی دامنه کاربرد را گسترده تر می کند و روش راه اندازی ساده تر است.

مثال: ماشینهای انیورسال تراش و فرز (هم برای طول تراش، هم برای سطح تراش و هم برای دندانه تراشی و غیره)

b- ماشینهای چند منظوره

کاربرد: این نوع ماشینها برای ماشینکاریهای مختلف روی قطعات با شکل دهی یکسان مناسبند و برای کارگاههای تولیدی با اهمیت می باشند، زیرا به شرایط تولید با توجه به تغییرات کاری بسیار ساده قابل تطبیق اند یعنی برای تولید در تیراژ متوسط مناسباند.

مشخصه: جعبه دنده بطور محدود قابل تنظیم است، یعنی ارزان تر تمام می شود. برای کوتاه تر کردن زمانهای فرعی امکان درگیر کردن همزمان چندین ابزار وجود دارد. تنظیم اتومات تا حدی جایگزین راه اندازیهای دستی می شود.

طراحی ماشینهای ابزار

مثال: ماشینهای تراش و مته و فرز اتومات.

c- ماشینهای یک منظوره

کاربرد: این نوع ماشین ها تنها برای ماشین کاریهای یکسان روی یک قطعه خاص طراحی میشوند. این گونه ماشینها را می توان برای انجام مراحل کاری متعددی بکار گرفت اما تجهیزات ماشین بطور خیلی محدود قابل تعویض است. یعنی برای تولید انبوه یک قطعه مناسب میباشند.

مشخصه: جعبه دنده، قدرت، سیستم کنترل و میزان دقت ماشین تابع هدف کاربرد است و این باعث ساده شدن جعبه دنده می شود. اما متناسب با برنامه تولید و تجهیزات ابزاری سیستم تنظیم و کنترل پیچیده ای پیدا می کند. به این جهت امکان تطبیق آن تغییرات تولید بسیار محدود است.

مثال: ماشینهای میل لنگ تراش و ماشینکاری چرخ دنده ها

a- مجموعه های تولیدی:

کاربرد: وقتی در یک زنجیره ماشینهای تولیدی کاربرد ماشینهای تک منظوره و ماشینهای ویژه بسیار گران شده و درجه تطبیق آنها کافی نباشد از روش مجموعه های تولیدی استفاده می شود که روشی برای یک خط تولید اتوماتیک قطعات است.

مشخصه: تقسیم یک ماشین کامل به قسمتهای مهم ساختمانی پیش ساخته طبق یک "سیستم پیش ساخته" استاندارد. در این صورت ماشینها از ترکیب چند قسمت ساختمانی که اغلب دارای حرکت مشترک برش دورانی مانند تراشکاری، سوراخکاری یا فرزکاری هستند تشکیل شده اند و طبق ترتیب روند تولید روی یک پایه اصلی و در یک خط تولید مونتاژ میشوند. در این روش مجموعه ای مسائل کنترل و تدارک قطعه با تکمیل خط تولید حل میشوند.

مثال: مجموعه میزابزار- میله اصلی، سیستم محرک - تراشکاری سطح و غیره

b- ماشینهای ابزار کلاسیک:

کاربرد: کاربرد ماشینهای ابزار کلاسیک فقط تابع روش ماشینکاری بوده و میتواند بصورت انیورسال بکار رفته یا در خدمت اهداف ویژه قرار گیرد.

مثال: ماشین تراش، فرز یا صفحه تراش

جواب این سؤال را بعهدہ خود شنونده و یا خواننده وامی-
گذاریم.

دقت کاری، کارآئی (قدرت - عملکرد)، کاربرد صحیح و عکس العمل حفاظت محیطی ماشینهای ابزار تاثیر بسزایی بر کیفیت محصولات تولید شده و محدوده کاربردی اقتصادی ماشینها دارند. به این جهت ضرورت دارد که طراح خصوصیات ماشین را طبق خواسته های مطرح شده و در تطبیق با شرایط قابل انتظار تضمین نماید. وجود این امکان که طراح بتواند عکس العمل ماشین را قبل از مراحل طراحی و از پیش تعیین کند، بر طول زمان طراحی و بر هزینه توسعه دستگاه تاثیر تعیین کننده ای دارد.

زمینه های مختلف خواسته های طراحی را به شرح زیر از یکدیگر تفکیک کرده اند:

اقتصاد، اطمینان کاری، مقاومت، دقت ساخت و دقت کاری، میزان اتوماسیون در روند ماشینکاری و در روند مدارک ماشین، ایمنی، ارگونومی و بالاخره محیط زیست.

١-٤-١ اقتصاد

يك خواسته اصلي در مورد يك ماشين، نوع كار اقتصاديست.
منظور اين است كه عمليات كاري با دقت

طراحی ماشینهای ابزار

مطلوب، در حداقل زمان ممکن و با کمترین هزینه انجام بگیرد.

عامل هزینه از قسمتهای زیر تشکیل میشود:

- هزینه های عمومی کارگاهی
- هزینه های دستمزد (L)
- هزینه های کارگاهی ماشین از قبیل: هزینه های تعمیرات و نگهداری، استهلاک و غیره (M)

- هزینه های ابزار و دستگاهها و غیره

خواسته اقتصادی را وقتی می توان تحقق بخشید که ماشین ابزار هم بر مسئله تولیدی وهم بر شرایط موجود کارگاهی تطبیق داده شده و یا بطور صحیح انتخاب شده باشد (در این ارتباط بشکل ۸-۱ مراجعه شود).



شکل ۸-۱ : نکات مهم هنگام انتخاب یا طراحی ماشین های ابزار برای يك مسئله

تولیدی معین

کلیات

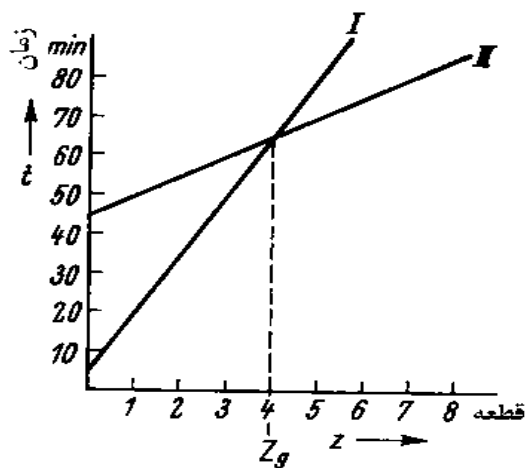
۱۵

اینکه کدام ماشین برای یک مسئله تولیدی خاص اقتصادی ترین امکان است را تنها یک مقایسه زمان-قطعه و مقایسه هزینه -قطعه مشخص می‌نماید.

محاسبه هزینه و زمان برای تعیین تیراژ حد:

اینکه استفاده از ماشینهای نیمه اتومات یا تمام اتومات از چه تعداد قطعه کار به بعد مقرون بصرفه می باشد را میتوان بکمک یک مقایسه زمان - هزینه تعیین نمود.
توسط یک منحنی قطعه - زمان (شکل ۱-۹)، بطور مثال، میتوان در یک مقایسه زمانی تیراژ حد (Z_g) را پیدا نمود.
بجای روش ترسیمی، تیراژ حد را می توان محاسبه نیز نمود.

$$Z_g = \frac{t_{rII} - t_{rI}}{t_{eI} - t_{eII}}$$



شکل ۱-۹: نمودار زمان - قطعه

Z_g - تیراژ حد قطعه کار

t_r - زمان تجهیز (ماشین های I و II)

t_e - زمان تولید قطعه (ماشینهای I و II)

(II و I)

مثال عددی:

$T = t_r + t_e$	T_r به دقیقه	T_e به دقیقه	
20	5	15	I - ماشین تراش نیمه اتومات
50	45	5	II - ماشین تراش اتومات

طراحی ماشینهای ابزار

برای تراشکاری یک قطعه نیاز به زمان تجهیز t_r و زمان تولید t_e می‌باشد.

$$Z_g = \frac{45-5}{15-5} = 4$$

مقایسه قطعه - زمان هنوز هم تعداد حد اقتصادی را بدست نمی‌دهد. یعنی هنوز هزینه قطعه را مشخص نمی‌کند. زیرا اجرت‌های ساعتی L مختلف و قبل از هرچیز هزینه‌های کارگاهی M متفاوتند. هزینه‌های کارگاهی یک ماشین اتومات معمولاً بالاتر است. در صورت معلوم بودن پایه اجرت‌ها و هزینه‌های کارگاهی (M و L) می‌توان تیراژ حد اقتصادی را با دقت کافی به روش زیرتعیین کرد:

K_e به یک قطعه / واحد پول = هزینه قطعه

$$k_e = t_e(M + L) \quad \text{هزینه قطعه}$$

K_r به واحد پول = هزینه تجهیز

$$k_r = t_r(M + L) \quad \text{هزینه تجهیز}$$

T_r به دقیقه = زمان قطعه

T_r به دقیقه = زمان تجهیز

$$Z_g = \frac{K_{r\pi} - K_{rl}}{K_{el} - K_{eII}} \quad \text{تیراژ حد}$$

Z_g به عدد = تیراژ حد

در ادامه مثال عددی قبلی هزینه‌های زیر را فرض می‌کنیم:

اجرت‌های کاری L :

کارگر تعلیم ندیده / دقیقه / واحد پول = 0,1383 ساعت / واحد پول

8,3

تراشکار / دقیقه / واحد پول = 0,186 ساعت / واحد پول 11,2

تجهیز کار / دقیقه / واحد پول = 0,230 ساعت / واحد پول 13,8

هزینه‌های کارگاهی M :

ماشین تراش نیمه اتومات / دقیقه / واحد پول = 0,140 ساعت /

واحد پول 8,40

ماشین تراش اتومات / دقیقه / واحد پول = 0,2466 ساعت / واحد

پول 14,80

K_e به يك قطعه / واحد پول	K_r به واحد پول	
15(0,140+0,186)=4,89	5(0,140+0,186)=1,63	I
5(0,2466+0,1383)=1,92	45(0,2466+0,230)=21,45	II

$$z_g = \frac{k_{rII} - k_{rI}}{k_{eI} - k_{eII}} = \frac{(21,45 - 1,63)}{(4,89 - 1,92)} = 6,67 \quad \text{قطعه}$$

در مقایسه اقتصادی برای تیراژ حد تعداد 7 عدد بدست می آید یعنی از تعداد 8 قطعه به بالا استفاده از ماشین اتومات اقتصادی تر است .

۱-۴-۲ اطمینان کاری

خواسته اطمینان کاری از يك ماشین ابزار يك خواسته بسیار با اهمیتی است . زیرا بر كل اقتصاد تولید تاثیر دارد . خرابیهای يك ماشین اغلب عواقب زنجیره ای بهمراه دارد و می تواند در روند كل تولید اختلال ایجاد نماید . به این جهت يك ماشین ابزار بایستی بنحوی طراحی شده باشد که اجزاء اصلی به راحتی در دسترس بوده و در صورت خرابی سریع قابل تعمیر باشد .

۱-۴-۳ ایمنی

يك ماشین ابزار بایستی چنان طراحی شده باشد که اگر کارگر بی احتیاطی نکند، امکان وقوع حادثه وجود نداشته باشد . به این جهت رعایت نکات ایمنی زیر توصیه شده است :

- کلیه اجزای متحرك مانند شافت، چرخ دنده، دیسکهای متحرك و غیره بایستی توسط سرپوشهای مناسب در مقابل حوادث ایمن شده باشند .

- در ماشینهای پرس بایستی هنگام طراحی دستگاههای اطمینان به مقررات ایمنی حوادث که مانع حرکت ناخواسته چکش می شود . توجه کافی بشود .

طراحی ماشینهای ابزار

- در ماشینهای پرس بایستی قسمتهای خطری را مخصوصاً توسط تورها و صفحات محافظ، دروازه های نوری یا توسط راه اندازی دو دستی محافظت نمود.
- کلیه ماشینهای ابزار بایستی به سیستم قطع اضطراری مجهز باشند (مثلاً دگمه قرمز بزرگ که ماشین را فوری متوقف کند).

۱-۴-۴ ارگونومی (فاکتورهای انسانی)

کلیه ادوات لازم برای راه اندازی، سرویس و نگهداری بایستی چنان طراحی و مستقر شده باشند که استفاده کننده در حین کار در وضعیت بدنی عادی قرار داشته باشد. اگر برای راه اندازی ماشین بطور مثال نیاز به حرکات اضافی مانند خم شدن یا کشیده شدن بدن باشد، کار بطور غیر ضروری مشکل تر شده و انسان بطور زودرس خسته می شود.

۱-۴-۵ مقاومت

از يك ماشین ابزار مدرن دقت کاری بسیار بالایی خواسته می شود. این خواسته وقتی قابل تحقق است، که ماشین در کلیه محدوده های کاری از مقاومت بالایی برخوردار باشد. از این نظر تفاوتی زیر را قائل شده اند:

- مقاومت استاتیکی
- مقاومت دینامیکی و
- مقاومت حرارتی

تابع هر يك از این مقاومتها در جدول شکل ۱-۱۰ علت، نوع تاثیر و واحد ماشین مورد تهدید، کمیتهای موثر و اقدامات مقابله کننده جمع بندی شده اند. به كمك روش اجزاء محدود می توان امروزه به كمك رایانه در مراحل طراحی ساختمانهای پیچیده ای مانند پایه های ماشینهای ابزار رو بدنه، آنها را از نظر استاتیکی، دینامیکی یا حرارتی بطور بهینه محاسبه و طراحی نمود.

۱-۴-۶ دقت ساخت . دقت کاری

ماشین ابزار بایستی فرم هندسی قطعه کار را از نظر دقت در اندازه و فرم مطلوب. همینطور باکیفیت سطح مورد نظر تولید نماید. تحقق این خواسته به این نحو امکان پذیر می شود که ابزار کار در حین حرکت تراش نسبت به قطعه کار بطور دقیق هدایت شده باشد.

دقت يك ماشین ابزار تحت تاثیر عوامل زیر قرار دارد:

- نوع نصب و فونداسیون سازی بخصوص بخاطر جلوگیری از نفوذ تاثیرات مزاحم خارجی مانند نیروها، لرزش و نوسانات حرارتی .

- دقت ساخت ماشین ابزار، یعنی با آن میزان دقتی که اجزاء هدایتی ماشین ساخته و مونتاژ شده اند.

- دقت کاری یعنی چگونگی حفظ یا تغییر خصوصیات دقتی در طول کار تحت تاثیر نیروهای تراش و حرکتهای.

- خصوصیات سائیدگی، یعنی چگونگی حفظ میزان دقتها در طول يك مدت زمان.

دقت ساخت و دقت کاری ماشینها پس از تولید توسط سازنده ها در حضور سفارش دهنده یا بطور مستقیم در محل نصب آزمایش می شود. روش آزمایشها استاندارد شده اند. بطور مثال در DIN 8601 شرایط تحویل و در استانداردهای DIN8605 تا DIN 8613 و DIN8650 نوع تست ها برای هریک از ماشینهای ابزار بطور دقیق تعیین شده و مقرر شده است که :

- چه باید آزمایش شود - چگونه باید آزمایش شود - با کدام ابزارهای اندازه گیری تست شود. - ابزارهای اندازه گیری کجا قرار داده شده و - چه خطاهایی مجاز می باشد.

علاوه بر اینها نمونه هایی نیز تولید شده و دقت آنها نیز طبق استاندارد کنترل می شود.

علاوه بر استانداردهای نامبرده رهنمودهای دیگری نیز توسط (مجمع مهندسين آلمانی) VDI، بطور مثال رهنمودهای شماره VDI3254 و VDI3441 و VDI3442، برای تست ماشینهای NC تدوین شده اند.

نوع مقاوم ت	علت	نوع تاثیر	قسمت ساختماني تهدید شده	عوامل موثر	اقدامات كمكي	
					در طراحی ماشین ابزار	هنگام تولید
استات يکي	نیروی ثابت	خمش قسمتهای ساختماني ماشین ابزار در محدوده الاستيکي	- میله اصلي - پایه و ستون	- نیروی برش - وزن - قطعات - قسمتهای بیرون زده - قطعات - سطح مقطع - قطعات - جنس - قطعات	- سطح مقطع بزرگ برای قطعات - قطعات فولادي - بیرون زدگیهای کوچک در قطعات	- نیروهای تراش کوچک - کار با میله های بلند به جای تک کاری با سه نظام
دینام يکي	نیروی محرک	ارتعاشات در قسمتهای ساختماني ماشین ابزار	- میله اصلي - جعبه دنده میله اصلي - پایه و ستون - واحد ابزار گیر - ابزارها	- جرم قطعات - مقاومت - قطعات - دمپینگ - قطعات نیروی تراش	- جرم زیاد - قطعات - سطح مقطع بزرگ برای قطعات - دمپینگ فعال ارتعاشي	- دمپینگ غیر فعال - تغییر دور - تغییر سرعت تراش - تغییر نیروی تراش - تغییر هندسه قلم
حرارت ي	اصطکاک	گرم شدن قسمتهای ساختماني ماشین ابزار و متعاقب آن ازدیاد طول	- جعبه دنده میله اصلي - واحد ابزار گیر - میز	- دور میله اصلي - پایگاههای میله اصلي - ساختمان جعبه دنده میله اصلي - سیستم خنک سازی	- انتخاب صحیح پایگاهها طراحی جعبه دنده میله اصلي روغنکاری با چربي به جای روغنکاری با روغن مایع	ماشین قبل از شروع کار اصلي گرم شود

شکل ۱۰-۱ بررسی مقاومت (خواسته های طراحی)

براده برداري

۱-۲ مفاهيم

"براده برداري" در مفهومي وسيع تر مشخصه جمعي براي يك گروه از روشها ي براده برداري است كه از گروه اصلي روشهاي "جدا سازي" منشعب شده است. فرايند كار به اين صورت است كه شكل يك جسم جامد به كمك جدا سازي ذرات مواد (به نام براده) توسط تيغه هاي گوه اي شكل بطور مكانيكي تغيير داده مي شود. بنابراين منظور از براده برداري تغيير شكل بصورت جدا سازي ذرات مواد به روش مكانيكي است. براي اين كار به كمك ابزارهاي گوه اي شكل و با اعمال انرژي براده ها را از قطعه كار جدا مي كنند.

درا ابزار كار بععلل مكانيكي، حرارتي، فيزيكي و شيميايي سائيدگي ايجاد مي شود. به اين جهت يك بازسازي منظم ابزار يا تعويض آن لازم مي شود.

بازدهي براده برداري بيش از هرچيز تابع هندسه و جنس تيغه ابزار و تابع ميزان تسلط بر پديده هاي عملكردي در منطقه ايجاد براده مي باشد و تحقيقات دامنه دار با هدف بهينه سازي هندسه ابزار، جنس ابزار و بررسي و شناخت پديده ها هنگام براده برداري در منطقه ايجاد براده ادامه دارد.

متناسب با شكل تيغه ابزار بين براده برداري با " تيغه ها با شكل معين هندسي" و براده برداري توسط "تيغه ها با شكل نامعين هندسي" تفاوت قائل شده اند.

در براده برداري با شكل معين هندسي تيغه ها، اصولا ابزار تشكيل شده است از يك تيغه اصلي (بطور مثال قلم تراش يك تيغه اي) و يا از چندين تيغه هاي قلمي شكل با شكل خاص هندسي تيغه ها. به اين جهت در حالت اخير ممكن است بطور مثال چندين تيغه اصلي به عنوان تيغه هاي محيطي در فرزكاري پيشاني (يا غلتي)، يا به عنوان تيغه هاي باريك (مانند اره كاري)، يا به

عنوان تیغه های رده بندی شده (مانند خانکشی) پی در پی درگیر براده برداری شوند.

علاوه بر این، استقرار تیغه های اصلی کنار یکدیگر نیز امکان پذیر است، بطور مثال در پیچ تراشی یا فرزکاری دنده های یک پیچ. تیغه ها یا بطور دائم (مانند تراشکاری و سوراخکاری) و یا بطور غیر دائم (مانند صفحه تراش و فرزکاری) درگیر کار می شوند.

در براده برداری با تیغه ها با شکل هندسی نامعین یا دانه هایی را روی یک بدنه نگهدارنده پیوند داده اند (مانند قرص سنگ) یا آنها را بدون پیوند و بطور خشک، یا در یک مایع یا خمیر قرار می دهند،

بطور مثال در پرداخت کاری (lapping) یا پولیش کاری).

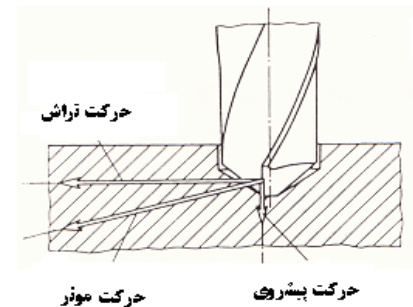
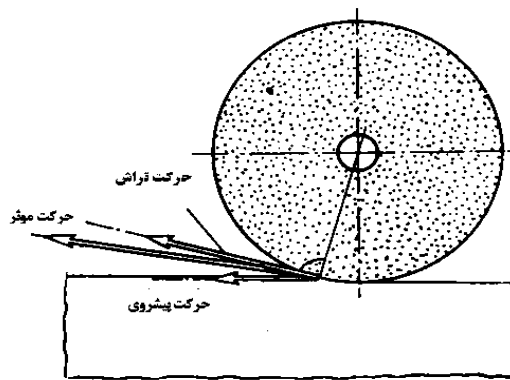
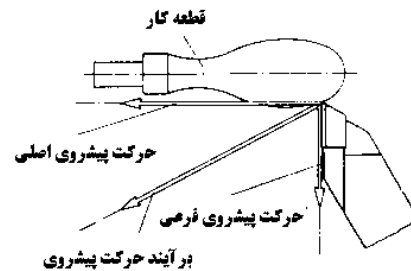
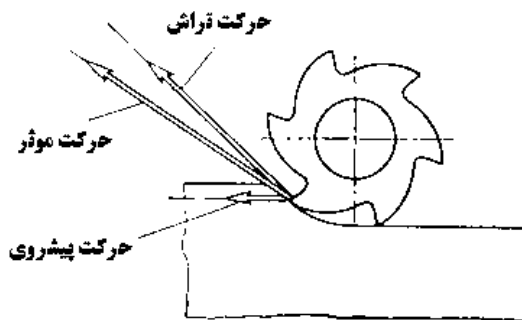
با وجود روشهای موثر شناخته شده دیگری (از قبیل روشهای تغییر شکل سرد و گرم، روشهای برقی و شیمیایی) باز از اهمیت روشهای براده برداری کاسته نشده است (به خاطر دقت زیاد، مصرف کم انرژی، تولید اقتصادی در تیراژهای کم و متوسط).

طراحی یک ماشین تابع نوع عملکرد براده برداری است و نوع عملکرد براده برداری خود تابع جنس و سطح مقطع قطعه بوده و بر حسب نوع روش نیاز به "حرکت های اصلی و فرعی" متناسب با روش را دارد.

پس از تعریف سرعت برای این حرکت ها محاسبه نیروها ی براده برداری ممکن شده و به کمک آن ها می توان قدرت تراش را محاسبه نمود. در این بخش مهم ترین مفاهیم استاندارد شده در تئوری براده برداری که به تفهیم اصطلاحات و تکنولوژی آن کمک می کنند را به اختصار معرفی می کنیم.

حرکت ها و جهت های آنها (شکل ۲-۱):

منظور از حرکت های اصلی و فرعی حرکت های نسبی لازم بین قطعه-کار و ابزار و ابزار و براده برداری است. حرکت های نسبی لازم بین قطعه کار و ابزار برای براده برداری، اغلب از ترکیب یک "حرکت تراش" و یک "حرکت پیشروی" ایجاد می شوند که برآیند آنها "حرکت موثر" را نتیجه می دهد.



شکل ۱-۲: حرکت تراش ، حرکت پیشروی و حرکت موثر

- حرکت تراش :

حرکت تراش يك بار باعث ایجاد براده مي شود. " جهت تراش" جهت لحظه ای حرکت تراش مي باشد

- حرکت پیشروی:

حرکت پیشروی همراه با حرکت تراش باعث تکرار ایجاد براده شده ویا بطور پیوسته براده ایجاد مي نماید. "جهت پیشروی" جهت لحظه ای حرکت پیشروی می باشد.

- حرکت موثر:

حرکت موثر برآیند حرکت تراش و حرکت پیشروی هم زمان اعمال شده می باشد. " جهت موثر" جهت لحظه ای حرکت موثر است . حرکت های فرعی:

"حرکت تنظیم set"، ابزار را به قطعه کار نزدیک می کند.

"حرکت تنظیم تراش"، ضخامت لایه ای که بایستی براده برداري شود را تعیین می نماید، و

ماشینهای ابزار

"حرکت تنظیم اصلاحي" به عنوان يك حرکت اصلاحي بين قطعه كار و ابـزار مـیـزان سـایـیدگی ابـزار را جـبـران میـکند.

سرعت ها :

" سرعت تراش" V_c ، سرعت لحظه ای يك نقطه از تیغه ابزار است که در جهت تراش مورد بررسی قرار می‌گیرد.

"سرعت پیشروی" V_f ، سرعت لحظه ای ابزار در جهت پیشروی می باشد، و

" سرعت موثر" V_e ، سرعت لحظه ای نقطه تیغه ابزار مورد بررسی در جهت موثر می‌باشد (عموماً $V_e = V$ گرفته می‌شود).

- سایر مفاهیم کمکی (شکل ۲-۲) :

"صفحه کار P_{fe} "، صفحه ای است فرضی که توسط جهت تراش و جهت پیشروی تشکیل شده باشد، حرکت هایی که باعث ایجاد براده می شوند، در این صفحه قرار دارند.

" زاویه جهت پیشروی φ "، زاویه است که بین جهت پیشروی و جهت تراش تشکیل می شود. این زاویه در طول فرزکاری، اره کشی با اره های گرد و سنگ زنی بطور پیوسته تغییر می کند، (شکل ۲-۲).

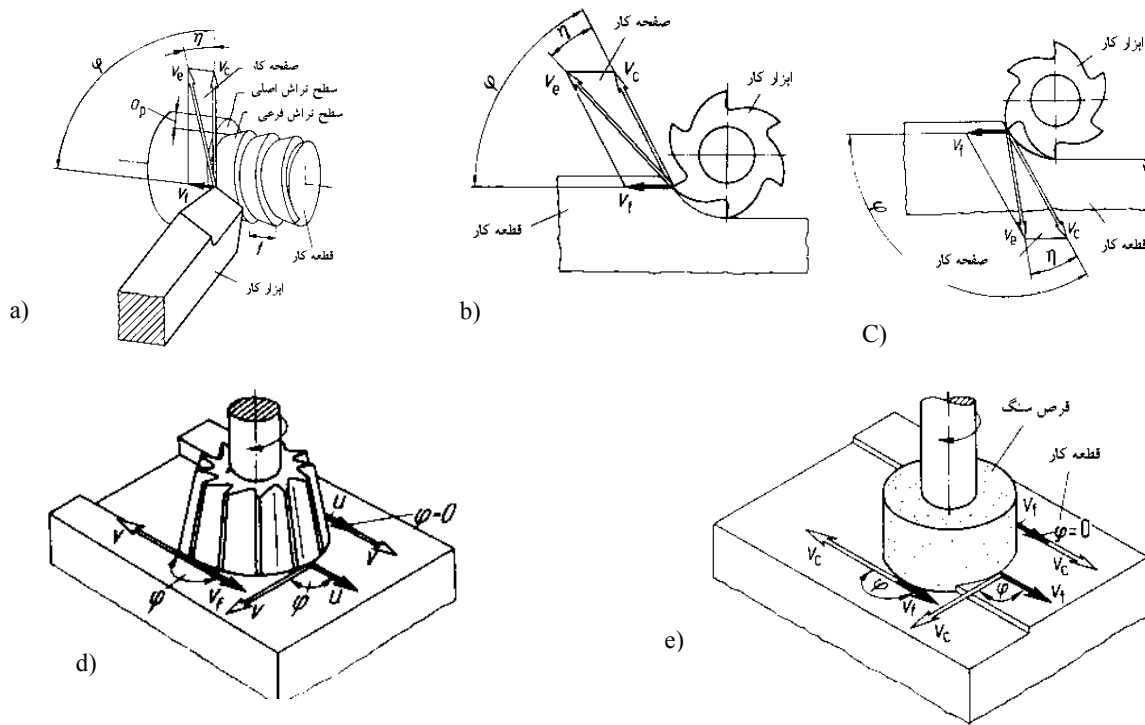
مقدار این زاویه اما در سایر روشهای براده برداری از قبیل طول تراشی ثابت بوده و برابر با نود درجه است ($\varphi=90^\circ$).

"زاویه موثر η " زاویه است که بین جهت موثر و جهت تراش تشکیل شده باشد (شکل ۲-۲) :

در این ارتباط رابطه هندسی زیر وجود دارد :
(۱-۲)

$$\tan \eta = \frac{\sin \varphi}{\frac{V_c}{V_f} + \cos \varphi}$$

چون سرعت تراش به مراتب بزرگ تر از سرعت پیشروی است ($V_c \geq V_f$) برای شرائط عملی و با دقت کافی η را مساوی با صفر ($\eta \approx 0$) قرار می‌دهند.



شکل ۲-۲: صفحه کار، زاویه جهت پیشروی ϕ و زاویه جهت موثر η
 a- در تراشکاری b- در فرزکاری غلتي خلاف جهت يا
 c- در فرزکاری غلتي هم جهت يا $\phi > 90^\circ$
 d- زاویه جهت پیشروی در فرزکاری پیشانی
 e- زاویه جهت پیشروی در سنگ زنی

- سطوح تراش (اشکال ۲a-۲و ۲C-۳)
 " سطح تراش اصلي" سطحي است که بطور لحظه اي توسط تیغه اصلي
 روی قطعه کار ایجاد می شود.
 "سطح تراش فرعي" سطحي است که بطور لحظه اي توسط يك تیغه
 فرعي روی قطعه کار ایجاد می شود.

- ابعاد تراش کاری
 ابعاد تراش کاری مقادیری هستند که بایستی بطور مستقیم یا
 بطور غیر مستقیم برای براده برداری تنظیم شوند. این مقادیر

از نظر مفهومی نسبت به صفحه کار P_{fe} تعریف شده و عبارتند از :

" پیشروی " f که فاصله پیشروی در هر دور یا در هر کورس می باشد (اشکال ۲- c و ۳a)

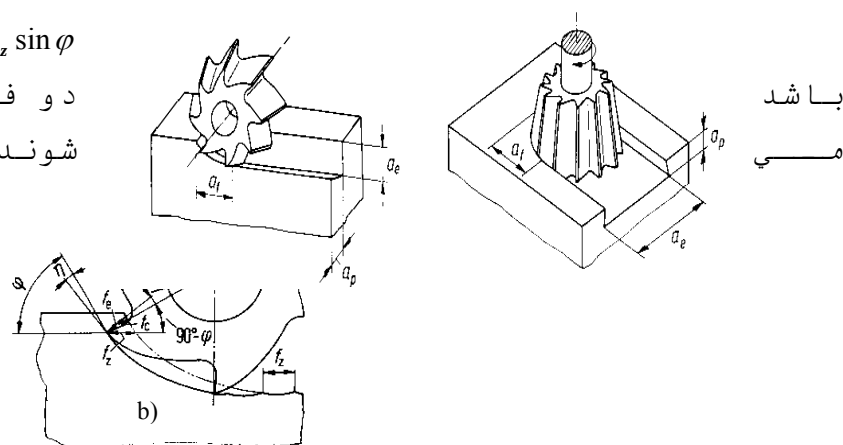
" پیشروی دندانه f_z فاصله پیشروی است که بطور مستقیم بین دو سطح تراش متوالی ایجاد می شود، یعنی برای هر دندانه یا هر تیغه چنین داریم : $f_z = \frac{f}{Z}$ (شکل ۲- ۳) (Z = تعداد تیغه ها) .

"پیشروی تراش f_c " فاصله ای است که بین دو سطح تراش متوالی ایجاد و در صفحه کار P_{fe} عمود بر جهت تراش اندازه گیری شده باشد (شکل ۲- ۳) ،

اگر $\varphi = 90^\circ$. $f_c \approx f_z \sin \varphi$

دو فاصله با هم برابر

شوند، یعنی $f_c \approx f_z$

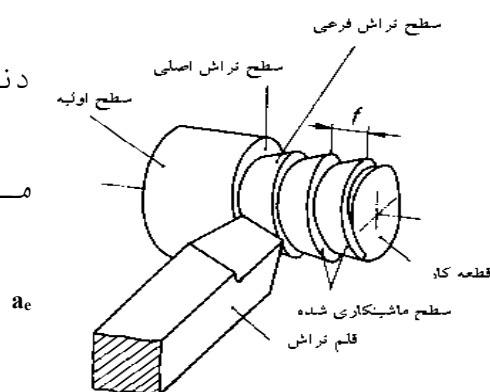


a)

شکل ۲- ۳ :

دندانه f_z و پیشروی

موثر، f_c در فرزکاری



a- پیشروی یک

تراش

c و پیشروی

خلاف جهت

b- فاصله درگیری

c- سطوح تراش

" عمق تراش a_p " عمق درگیری یا عرض درگیری تیغه اصلی است که عمود بر صفحه کار اندازه گیری شده باشد (دتراشکاری و فرزکاری پیشانی). در سنگ زنی پیشانی a_p عمق درگیری است ، در

شیار تراشي، خان کشي وفرزکاري غلتکي a_p عرض درگيري است . در سوراخکاري a_p برابر با شعاع مته است . "فاصله درگيري a_e " فاصله درگيري تيغه در هر کورس يا در هر دور مي باشد که در صفحه کار P_{fe} عمود بر جهت پيشروي اندازه گيري شده باشد. فاصله درگيري a_e بيشتر در فرزکاري و سنگ زني اهميت پيدا مي کند (شکل ۲-۳).

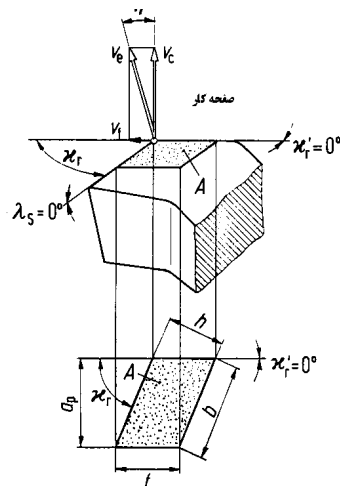
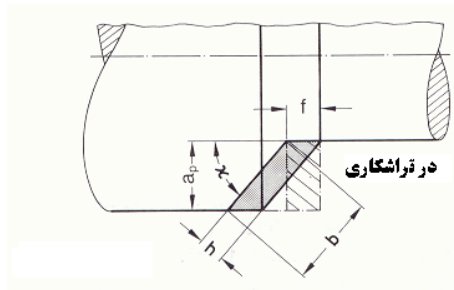
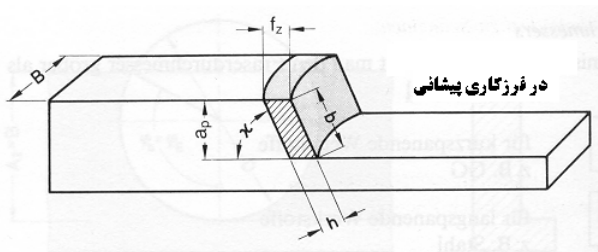
ابعاد براده برداري (شکل ۲-۴):

ابعاد براده برداري کميت هايي تعريفی هستند که به کمک تصوير کردن ابعاد براده در سطوح معينی ايجاد مي شوند و به اينجهت با خود ابعاد براده تطبيق ندارند. اين کميتها عبارتند از :

"عرض براده برداري b "، عرض براده اي است که بايستي برداشته شود و عمود بر جهت تراش در سطح تراش اصلي اندازه گيري مي شود، چنين داريم:

(۲-۲)

$$b = \frac{a_p}{\sin \chi_r}$$



شکل ۲-۴: سطح مقطع براده برداري
 a_p - عمق تراش b - عرض براده برداري
 A - سطح مقطع براده برداري
 χ_r - زاويه تنظيم ابزار

"ضخامت براده برداری h" ضخامت براده براده ای است که بایستی برداشته شده و عمود بر جهت تراش در سطح تراش اصلی اندازه گیری می شود، چنین داریم:

$$(۲-۳)$$

$$h = f \cdot \sin \alpha_r$$

"سطح مقطع براده برداری A"، سطح مقطع براده ایست که عمود بر جهت تراش برداشته شده باشد، چنین داریم:

$$(۲-۴)$$

$$A = a_p \cdot f_s = b \cdot h$$

(برای تیغه های راست با چشم پوشی از گردی گوشه های تیغه)

$$(۲-۵)$$

$$A = a_p \cdot f_z \sin \varphi$$

زوایای ابزار (شکل ۲-۵):

زوایای ابزار برای تعیین موقعیت هندسی تیغه ها و سطوح به منظور مشخص کردن قابلیت ساخت، اندازه گیری و تیز کردن قسمت تراش ابزارهای براده برداری بکار می روند. این زوایا در یک سیستم نسبت ابزار "تعیین می شوند که توسط صفحات یک سیستم مختصات قائم ایجاد می شود. هر صفحه از این سیستم مشخصات دارای یک نامگذاری مخفف می باشد که از یک حرف و یک اندیس تشکیل شده و صفحه را بطور واضح مشخص می نماید.

هر زاویه نیز دارای یک نامگذاری مخفف است که از یک حرف یونانی و یک اندیس تشکیل شده است، در حالی که اندیس اشاره به صفحه ای دارد که زاویه در آن اندازه گیری شده باشد.

نامگذاری صفحات و زوایا در سیستم نسبت ابزار، بجز چند استثناء با پیشوند کلمه "ابزار" (wz) شروع می شود. مفاهیم نامبرده هر بار برای یک نقطه انتخاب شده از تیغه اصلی یا تیغه فرعی تعریف می شوند. زیرا ممکن است شرائط هندسی در امتداد یک تیغه از یک نقطه به نقطه دیگر تغییر کند.

علاوه براین نامگذاری مخفف برای صفحات و زوایا نسبت به يك نقطه از تیغه فرعي نیز تعریف شده اند که دارای يك علامت اپسترف اضافي "،" می باشند.

از جمله مهمترین صفحات تعریف شده عبارتند از (شکل ۲-۶)

- صفحه نسبت ابزار P_r

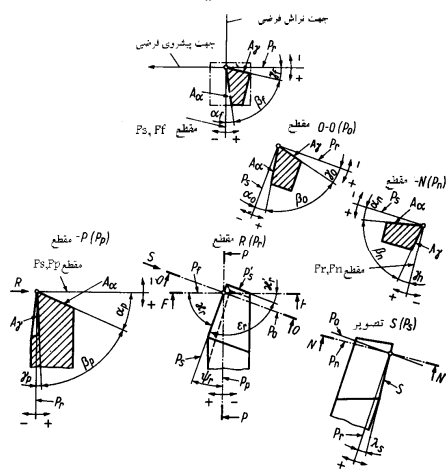
- صفحه نسبت تیغه ابزار P_s

- صفحه قائم ابزار P_n

زوایای زیر نسبت به صفحات نامبرده اندازه گیری شده اند:

- زوایای ابزار در صفحه نسبت

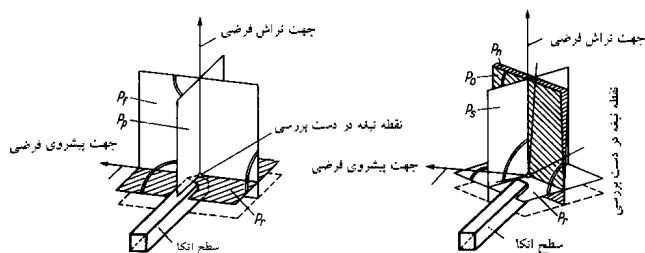
ابزار P_r



شکل ۲-۵: زوایای تیغه ابزار

شکل ۲-۶: سیستم مختصات قائم و

سیستم مختصات موثر ابزار



" زاویه تنظیم ابزار χ_r ، زاویه

است بین صفحه تیغه ابزار P_s و صفحه کار فرضی P_{fe}

"زاویه گوشه ابزار ϵ_r زاویه است بین صفحه تیغه ابزار P_s

و صفحه ابزار فرعی P'_s از تیغه های اصلی و فرعی متعلق به هم ،

چنین داریم :

$$\chi_r + \epsilon_r + \chi'_r = 180^\circ$$

" زاویه مکمل تنظیم ابزار Ψ_r زاویه ای است بین صفحه تیغه

ابزار P_s و صفحه پشت ابزار P_p (زاویه مکمل تنظیم ابزار فقط

برای تیغه اصلی تعریف شده است)، چنین داریم :

$$x_r + \psi_r = 90^\circ$$

- زوایای ابزار در صفحه تیغه ابزار P_s :

" زاویه شیب لبه ابزار λ_s " زاویه ایست بین تیغه اصلی s و صفحه نسبت ابزار P_r (λ_s) همیشه طوری قرار دارد که راس آن بطرف گوشه تیغه نشان می دهد و اگر صفحه نسبت ابزار در نقطه تیغه انتخاب شده (وقتی تصویر آن به صفحه تیغه بررسی می شود) خارج از گوه تراش قرار گیرد، مقدار آن مثبت است. در این صورت گوشه تیغه نسبت به سایر نقاط تیغه از جهت تراش فرض شده جلو می زند)

- زوایای ابزار در صفحه قائم ابزار P_n :

" زاویه براده قائم ابزار γ_n " زاویه ایست بین سطح براده A_r و صفحه نسبت ابزار P_r (اگر صفحه نسبت ابزار رسم شده در نقاط تیغه انتخاب شده خارج از گوه تراش قرار گیرد زاویه γ_n مثبت است، در این صورت تیغه در جهت تراش فرضی از سطح براده جلو می زند).

" زاویه آزاد قائم ابزار α_n " زاویه ایست بین سطح آزاد A_α و صفحه تیغه ابزار P_r (اگر صفحه تیغه رسم شده در نقطه تیغه انتخاب شده برای بررسی خارج از گوه تراش قرار گیرد زاویه α_n مثبت است).

" زاویه گوه قائم ابزار β_n " زاویه ایست بین سطح براده A_r و سطح آزاد A_α که در P_n اندازه گیری شده باشد، چنین داریم:

$$\gamma_n + \beta_n + \alpha_n = 90^\circ$$

در حالی که زوایای ابزار برای ابزاری که درگیر کار نیست تعریف شده، "سیستم نسبت موثر" شکل ۲-۶ برای تعیین "زوایای موثر" در حین براده برداری تعریف شده و مورد استفاده قرار می گیرند. در این صورت به نامگذاریهای مختلف سطوح و زوایای سیستم نسبت موثر، بر مبنای " جهت موثر" یک اندیس e (e=effective) اضافه می شود.

زوایای موثر فقط در بخش تحقیقاتی تئوری براده برداری مورد استفاده قرار می گیرند.

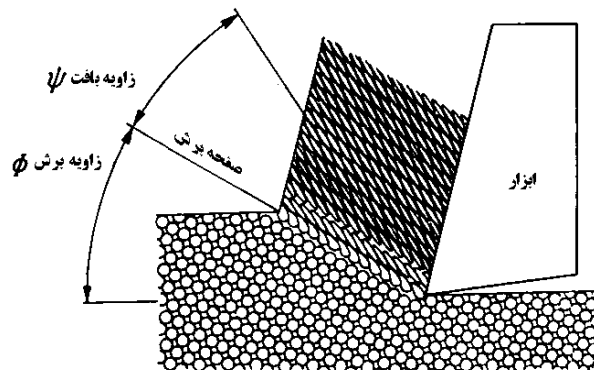
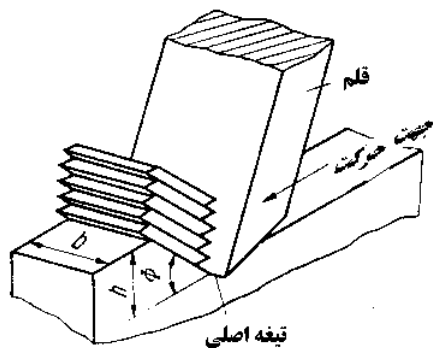
۲-۲-۲- پدیده ها هنگام ایجاد براده :

هنگام نفوذ تیغه ابزار به داخل قطعه کار دور تا دور گوة تراش تنش ایجاد شده و مقدار آن از مرز تغییر شکل و شکست مواد تجاوز می کند. منطقه ای از مواد که در این ارتباط بطور الاستیکی و پلاستیکی تغییری در شکل پیدا می کنند را "ریشه براده" نامیده اند، مرزبندی دقیق آن اما به سختی امکان پذیر است.

هنگام تجاوز از مرز تغییر شکل و شکست در "منطقه تراش" ایجاد براده شروع می شود (تراش و یا تغییر شکل ماده). منطقه تراش را بطور ساده بصورت سطح (صفحه تراش) نمایش می دهند. زاویه بین سطح تراش و جهت حرکت ابزار به عنوان "زاویه تراش" ϕ نامیده شده است، مقدار زاویه ای که کمیت های هندسی شکل ۷-۲ بطور مستقیم به شرح زیر بدست می آید:

(۶-۲)

$$\tan \phi = \frac{\cos \gamma_n}{\lambda_h - \sin \gamma_n}$$



شکل ۷-۲ :

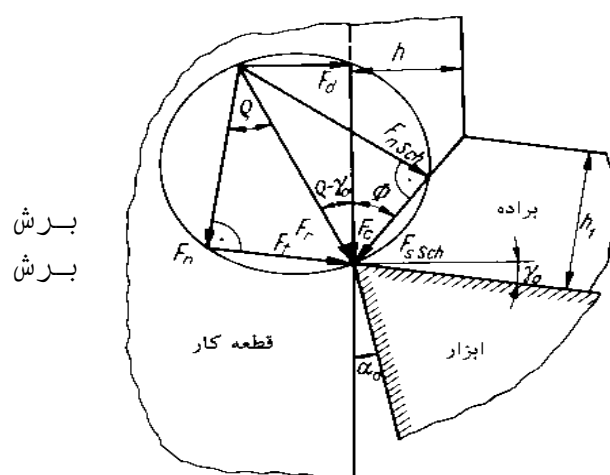
- تعریف زاویه تراش طبق نظریه Merchant
 a- نمایی شماتیکی ایجاد براده (تراش آزاد)
 b- مدل سازی ایجاد براده (مدل فرضی)

بسیاری از کارهای تحقیقاتی در ارتباط با بررسی چگونگی ایجاد براده بر مبنای یک وضعیت تغییر شکل سطحی انجام گرفته است، زیرا تشریح وضعیت تغییر شکل فضائی فقط با صرف یک زحمت ریاضی

ماشینهای ابزار

بسیار بالایی امکان پذیر می شود. در شکل ۸-۲ به کمک یک مثال رابطه زاویه تراش نشان داده شده است.

شکل ۸-۲: رابطه زاویه تراش طبق نظریه Merchant و Ernest و مولفه نیروها هنگام براده برداری

 F_c - نیروی تراش F_d - نیروی فشار F_r - برآیند کلیه مولفه نیروها F_{ssch} - نیروی مماسی در صفحه F_{nsch} - نیروی عمودی در صفحه F_n - نیروی عمود بر سطح براده F_t - نیروی مماس بر سطح براده ρ - زاویه اصطکاک γ - زاویه براده ϕ - زاویه برش h - ضخامت براده برداری h_1 - ضخامت براده

تغییرات سطح مقطع A (که توسط ضخامت براده برداری h و عرض براده برداری b تعیین می شود) هنگام تغییر شکل پلاستیکی در سطح تراش و به تبع آن تغییرات طول براده نسبت به فاصله طی شده توسط قلم تراش را "نسبت فشردگی" نامند. این عدد، نسبت ابعاد براده به ابعاد براده برداری را نشان می دهد: مابین نسبتهای زیر تفاوت قائل شده اند:

(۷-۲)

$$\lambda_h = \frac{h_1}{h} = \text{فشردگی براده}$$

(۸-۲)

$$\lambda_b = \frac{b_1}{b} = \text{تعریض براده}$$

(۹-۲)

$$\lambda_l = \frac{l_1}{l} = \text{کوتاهی براده}$$

(۱۰-۲)

$$\lambda_A = \frac{A_l}{A} = \text{بطور عام طبق}$$

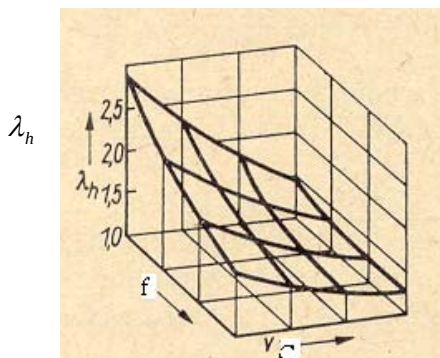
فشرده‌گی سطح مقطع

قانون ثبات حجم چنین داریم :

(۱۱-۲)

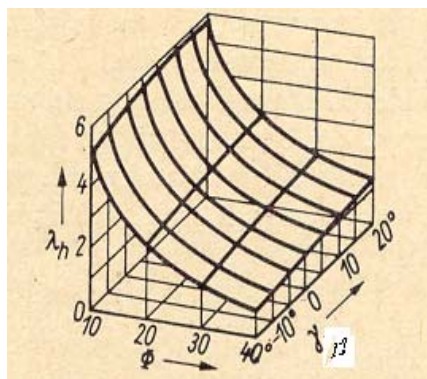
$$\lambda_h \cdot \lambda_b \cdot \lambda_l = \frac{h_l}{h} \cdot \frac{b_l}{b} \cdot \frac{l_l}{l} = 1$$

چون فشرده‌گی براده با کلیه تاثیرات پدیده ایجاد براده در ارتباط بوده (مؤلفه های نیروی براده برداری، کیفیت سطح) و تحت تاثیرات خصوصیات مواد و شرائط براده برداری نیز قرار دارد، بعنوان معیار برای مقایسه و ارزیابی پدیده براده برداری بسیار مناسب می باشد. در شکل ۹-۲ روند تابعیت فشرده‌گی براده λ_h از پیشروی و سرعت تراش v_c بطور عام نشان داده شده است.



شکل ۹-۲ :

تاثیر پیشروی و سرعت تراش بر نسبت



شکل ۱۰-۲ :

نمودار طبق رابطه (۶-۲)

شکل ۱۰-۲ تابعیت ساده شده را بر مبنای رابطه (۶-۲) نمایش می دهد.

بر حسب نوع ایجاد براده تفاوت‌های زیر راقائل شده اند:

- براده های تغییر شکل یافته زیر بحرانی

- براده های ترد (شکننده)

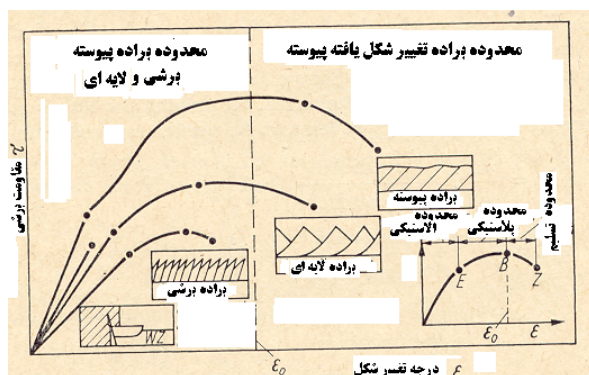
- براده های تراشی

- براده های لایه ای

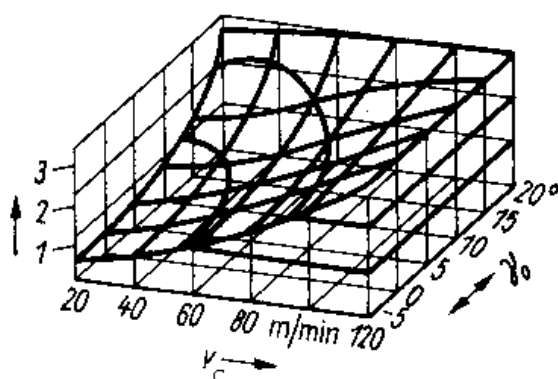
- براده های تغییر شکل یافته پیوسته

تابعیت نوع براده از خصوصیات مواد در شکل ۲-۱۱ نشان داده شده است .

" براده های تغییر شکل یافته زیر بحرانی" در سرعتهای تراش بسیار پائین (در تحقیقات آزمایشگاهی) ایجاد شده و در عمل بی اهمیتند. " براده های ترد (شکننده) بیشتر در اثر تراش قسمتهای براده بدون ایجاد تغییر شکل قابل توجهی در سطح براده ایجاد می شوند. (برای مواد ترد از قبیل چدن با گرافیت لایه ای نوعی اند که به ویژه در سرعتهای تراش پائین بین $5 [m/min] < V_c < 10 [m/min]$ و برای زاویه براده منفی ایجاد می-شوند). سطح قطعه کار در اثر پدیده تراش اغلب توسط شکستگی ها صدمه می بینند. " براده های تراشی" قسمت براده هایی هستند که بطور کامل یا قسمتی از آنها در سطح تراش جدا شده اند. قسمت براده ها ممکن است بین یکدیگر یا با سطح براده جوش بخورند. در این صورت باصطلاح " لبه انباشته" ایجاد شده که گاهی بطور پیوسته رشته رشده کشیده و گاهی بریده می شوند و سطح قطعه کار را مخدوش می کنند. این لبه انباشته در مواد ترد ایجاد شده و قبل از هرچیز وقتی بوجود می آید که تغییر شکل ایجاد شده هنگام براده برداری باعث سختی ساختار بشود. سرعت تراش ایجاد این پدیده را تقویت می کند. محدوده سرعت تراش متناسب با مواد بین $60 [m/min] < V_c < 7 [\epsilon_z < \epsilon_o]$ قرار دارد. " براده های لایه ای" در ساختارهای غیر یکنواخت و یا وقتی که ارتعاشات باعث نوسانات ضخامت براده برداری بشود ایجاد می شوند. براده های لایه ای ممکن است هم برای پیشرویهای بالا و هم در سرعتهای تراش بالا ایجاد بشوند. $(\epsilon_B < \epsilon_o < \epsilon_z)$. " براده- های تغییر شکل یافته پیوسته" در اثر تغییر شکل یکنواخت مواد بطور پیوسته در سطح تراش ایجاد می شوند. البته اگر ماده دارای یک قابلیت تغییر شکل پذیری کافی بوده و ساختار آن در محدوده براده برداری یکنواخت و تغییر شکل سختی ایجاد نکرده و براده برداری در اثر ارتعاشات مخدوش نشود $(\epsilon_B > \epsilon_o)$.



شکل ۲-۱۱: انواع براده تابع خصوصیات جنس قطعه کار



شکل ۲-۱۲: تاثیر سرعت تراش و زاویه براده بر انواع براده ها

- ۱- راده خرد شده
- ۲- براده برشی
- ۳- براده پیوسته

نوع تأثیر سرعت تراش V_c و زاویه براده γ_n بر انواع براده ها در شکل ۲-۱۲ نمایش داده شده است شناسایی شکلهای براده نیز به منظور تسلط بر شرائط تولید از اهمیت بسیار زیادی برخوردار است. منظور از "شکلهای براده" فرمی است که براده پس از اتمام پدیده ایجاد براده پیدا کرده وبا آن فرم، سطح قطعه ابزار را ترك مینماید.

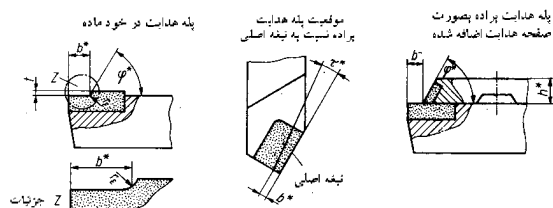
"پله براده" (شکل ۲-۱۳) به منظور ایجاد شکلهای مناسب برای براده در ابزار بکار میرود.

شکل ۲-۱۳: پله تنظیم براده برای تراشکاری فولاد

b^* - عرض پله براده تابع f و a_p

$$(1\text{mm} < b^* < q\text{mm})$$

t - عمق پله براده ($t=0.7\text{mm}$)



ماشینهای ابزار

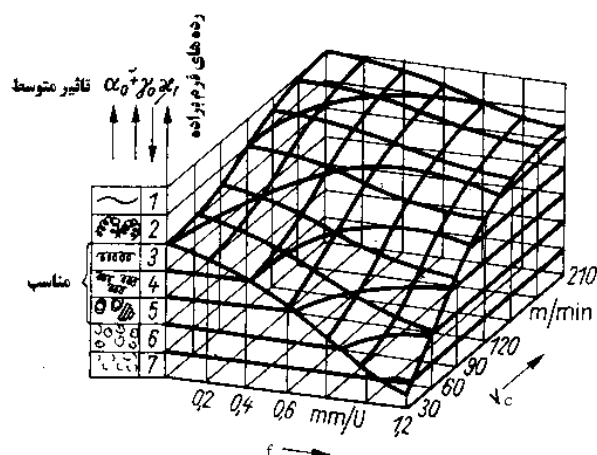
r_s - شعاع ($r_s \leq 0.5mm$)

h^* - ارتفاع پله ($h^* = 12mm$)

φ^* - زاویه پشت پله ($\varphi^* = 55^\circ \dots 60^\circ$)

τ^* - زاویه غلت

يك فرم براده وقتی مناسب است که شکل هندسی آن يك " عدد حجمي براده R" (نسبت حجم ماده اولیه به حجم براده ایجاد شده) كوچك ایجاد کرده و ایمنی کار توسط فرم براده تهدید نشود (رده بندي براده ۳ تا ۵ طبق شکل ۲-۱۴).



شکل ۲-۱۴:

تأثیر پیشروی و سرعت تراش بر

ایجاد اشکال براده

۱- براده نواری ۲- براده فنری

۳- براده پیچی

۴- براده پیچی شکسته ۵- براده

حلزونی شکسته

۶- خرده براده حلزونی ۷- خرده

براده

يك كمیت مهم که اهمیت اقتصادی نیز دارد " قابلیت براده برداری" است. منظور از قابلیت براده برداری مجموعه خصوصیات يك ماده است که بر روند براده برداری تأثیر می گذارد. معمولاً به كمك این مفهوم کلیه مشکلاتی را تشریح می کنند که ممکن است هنگام براده برداری يك ماده ایجاد شود.

عوامل زیر را بعنوان مهمترین فاکتورهای ارزیابی قابلیت براده برداری ذکر کرده اند:

- دوام ابزار

- نیروهای براده برداری

- کیفیت سطح قطعه کار

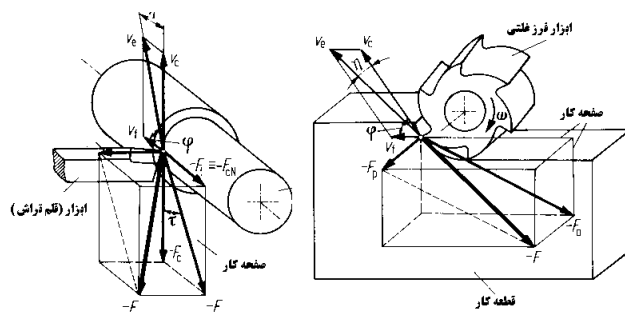
- ایجاد براده از نظر فرم و ابعاد براده، فشردگی براده

يك ارزيابي كامل و پيش بيني قابليت براده برداري اما تنها وقتي ممكن است كه بطور مثال مشخصات مواد از قبيل :

- حد تسليم
 - دانه بندي
 - ساختار شبکه
 - اجزاء آلياژي
 - تركيبات شيميايي مورد بررسي قرار گرفته باشد.
- بطور مثال در صورت افزايش كربن در فولاد به بيش از 0.25% قسمت فريتي ماده با پرليت افزايش مي يابد كه قابليت تغيير شكل را كاهش داده و استقامت را افزايش مي دهد، بطوري كه نيروي تراش F_c ، زاوية تراش ϕ و ضريب اصطكاك μ را افزايش مي دهد.

۲-۳ نیروها هنگام براده برداري

جهت تاثیر نیروهاي ايجاد شده هنگام براده برداري را در جهت ابزار موثر مفروض کرده و به منظور سادگي نیروهايي كه بطور سطحي توزيع شده اند را در يك نقطه متمرکز موثر فرض مي کنند. (شكل ۲-۱۵).



شكل ۲-۱۵: مولفه هاي نيروي

براده برداري

a- در قلم تراش b- در فرز غلتي

F_c - نيروي تراش F_d - نيروي فشار

F - بر آيند كليۀ مولفه ها

F_r - نيروي پيشروي

مهمترين مولفه نیروها عبارتند از:

- نيروي فعال F_a (active) كه تصوير نيروي براده برداري بر صفحه كار مي باشد.

- نيروي تراش F_c كه تصوير نيروي براده برداري F_z بر جهت تراش مي باشد.

ماشینهای ابزار

- نیروی پیشروی F_f که تصویر نیروی براده برداری F_z بر جهت پیشروی می‌باشد.

- نیروی اتکاء F_{st} که تصویر نیروی براده برداری F_z بر عمود رسم شده بر جهت پیشروی در صفحه کار می‌باشد.

(۱۲-۲) چنین داریم:

$$F_{st} = \sqrt{F_a^2 - F_f^2}$$

اگر زاویه جهت پیشروی ϕ برابر با 90° باشد ($\phi = 90^\circ$) بطور مثال در تراشکاری، در این صورت نیروی اتکاء F_{st} بر نیروی تراش F_c منطبق می‌شود، تنها در این صورت چنین خواهیم داشت:

(۱۳-۲)

$$F_c = \sqrt{F_a^2 - F_f^2}$$

نیروی براده برداری F_z :

مقدار و جهت نیروی براده برداری F_z (شکل ۲-۱۵) و مولفه های آن نیروی تراش F_c ، نیروی پیشروی F_f و نیروی غیر فعال F_p (passive) در موارد زیر از اهمیت بسیاری برخوردارند:

- طراحی مناسب بدنه، سیستم محرک و سیستمهای ابزارگیر و قطعه گیر و راهگاهها در ماشینهای ابزار براده برداری

- تحقق یک میزان دقت از پیش تعیین شده در قطعه کار (خمش)
- تدوین مدارک کاری لازم برای تعیین شرائط تراش (برنامه ریزی مراحل تولید قطعه و نرخ راندمان تراشکاری)
- تشریح تحولات در محل ایجاد براده و بررسی عکس العمل سائیدگی

هنگام براده برداری یک وضعیت تنشی سه بعدی ایجاد می‌شود که از نظر محاسباتی بررسی آن مشکل است. به این جهت تحت شرائط معینی می‌توان عملکرد ایجاد براده را در محدوده تغییر شکل براده با چشم پوشی از اندک افزایش عرض براده به یک مسئله تغییر شکل سطحی ساده نمود.

مولفه نیروی فشار F_d تحت این شرائط با یک میزان دقت کافی بر نیروی پیشروی F_f تطبیق پیدا می‌کند، زیرا نیروی غیر فعال F_p

تأثير نمي كند. در يك تراشكاري واقعي پيوسته اما نيروي فشار F_d از برآيند دو نيروي پيشروي F_r و نيروي غير فعال F_p تشكيل مي شود. طبق شكل ۲-۱۵ چنين داريم :

$$F_c = F_r \cdot \cos(\rho - \gamma_o) \quad (2-14)$$

$$F_d = F_r \cdot \sin(\rho - \gamma_o) \quad (2-15)$$

مقدار F_r معلوم نيست روابط فوق کاربردي نيستند. علاوه بر اين روش تجزيه مولفه نيروهاي نشان داده شده در شكل ۲-۱۵ بطور تقريبي با شرائط واقعي تطبيق دارند. زيرا تنها نيروهاي موثر بر سطح براده هستند كه مورد توجه قرار گرفته اند. در حالي كه قسمت نيروهاي موثر بر سطح آزادحدود 10% نيروي تراش و حدود 30% تا 40% نيروي پيشروي هستند.

عموماً براي کاربردهاي عملي نيروي تراش را بطور مناسب توسط رابطه آناليزي - تجربيه - زيتر تشريح مي كنند:

$$F_c = b \cdot h \cdot K_c$$

K_c " نيروي تراش مخصوص" نام دارد و تابع كميتهاي متعدد موثر در عملکرد براده برادري مي باشد. اساس رابطه تجربيه فوق قبلاً توسط Friedrich و Taylor بيان شده است. براي نسبتهاي براده برداري $\frac{b}{h} = 4 \dots 20$ كه يك محدوده متداول براده برداري در عمل است ، با يك

تقريب اوليه نيروي تراش متناسب با عرض براده برداري b مي باشد، در حالي كه نيروي تراش مخصوص K_c بيشتر تابع ضخامت براده برداري h ، سرعت تراش v_c ، زاويه براده γ_n و همينطور تابع زوج مواد جنس قطعه - جنس ابزار است ، البته اگر مقادير زاويه آزاد α_n ، گردني گوشه r_s و زاويه تنظيم χ_r بطور مناسب محدود بمانند.

معمولاً نيروي تراش مخصوص K_c را تنها تابع ضخامت براده برداري h نمايش مي دهند و تأثير ساير پارامترهاي موثر را ثابت نگه- مிடارند.

نيروي تراش مخصوص تابع ضخامت براده برداري يك روند هيپربوليك از خود نشان داده است و در يك سيستم لگاريتمي دابل بطور تقريبي به يك خط تبديل مي شود.

روند خصوصیات نیروی تراش مخصوص را قبل از همه Richter، Kienzle و Victor برای فولاد ساختمانی به عنوان جنس قطعه کار و با هاردمتال بعنوان جنس ابزار، برای محدوده متداول کاربردی و با زوایای براده بین $-10^\circ \leq \gamma_n \leq +10^\circ$ بیشتر بررسی کرده و برای نیروی تراش مخصوص رابطه آنالیزی - تجربی زیر را ارائه نموده اند.

(۱۷-۲) طبق نظریه Richter :

$$K_c = C_1 \left(1 + \frac{C_2}{h}\right)$$

طبق نظریه Kienzle و Victor :

$$K_c = \frac{K_{c1.1}}{h^m}$$

رابطه ای که در عمل برای نیروی تراش اهمیت بیشتری پیدا کرده عبارتست از :

(۱۸-۲)

$$F_c = C_1 \cdot b \cdot (C_2 + h) \quad \text{و یا} :$$

(۱۹-۲)

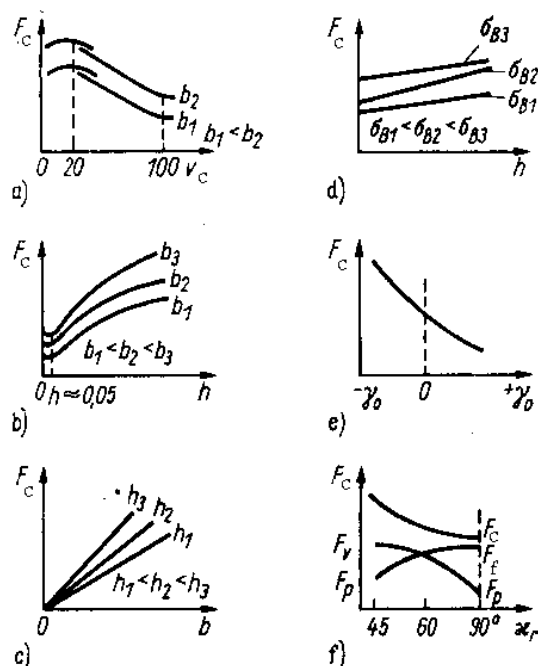
$$F_c = b \cdot h^{1-m} \cdot K_{c1.1}$$

از بین مؤلفه های نیروی براده برداری F_z (شکل ۲-۱۵) نیروی F_c مبنای محاسبه قدرت و طراحی نیروی ماشین ابزار، و نیروی پیشروی F_f مبنای محاسبه قدرت پیشروی بوده و نیروی F_p برای محاسبه ابـزار و ابـزارگیـر بـکار میـرود.

نیروی تراش مهمترین مؤلفه نیرو بوده و مقدار آن معمولاً چندین برابر نیروهای پیشروی و غیر فعال است.

عوامل : جنس قطعه و جنس ابزار، پیشروی f ، ضخامت براده برداری h ، عمق تراش a_p ، عرض براده برداری b ، زاویه براده γ_n ، زاویه تنظیم χ_r سرعت تراش V_c . سائیدگی ابزار، خنک سازی و روانکاری بر نیروی براده برداری تأثیر می گذارند (اشکال ۲-۱۶ و ۲-۱۷). در عمل نیروی تراش F_c بر مبنای نیروی تراش مخصوص K_c (یک کمیت محاسباتی) محاسبه می شود. K_c بصورت نیروی تراش در هر واحد سطح (سطح مقطع براده برداری) تعریف شده است:

$$K_c = \frac{F_c}{A} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (۲۰)$$



شكل ٢-١٦: تأثير عوامل مختلف

براده برداري به نيروي تراش F_c

-a سرعت تراش V_c

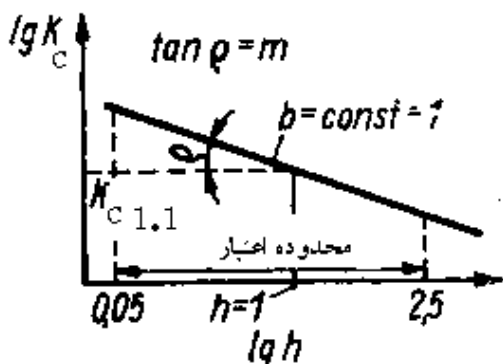
b- ضخامت براده برداری $h = f \cdot \sin \chi_r$

$$b = \frac{a_p}{\sin \chi_r} \quad \text{عرض براده برادری}$$

-d نوع جنس قطعه

-e زاویه براده γ_0

f- زاویه تنظیم χ_r



شکل ۲-۱۷: نیروی تراش مخصوص Kc

تابع ضخامت براده برداری ^h

نیروی تراش مخصوص بیش از همه تابع جنس قطعه و ضخامت براده برداری h می باشد (به جدول ۲-۱ مراجعه شود). ارقام K_c جدول به کمک روش تراشکاری و تحت شرایط براده برداری (آزمایشگاهی) زیر بدست آمده اند:

جنس ابزار: هارد متال $V_c=90\ldots125\text{m/min}$ ، $h=0.1\ldots0.4\text{mm}$ ، $\gamma_n=6^\circ$ (برای مواد
بسیار براده بلند، به
خصوص فولاد) و $\gamma_n=2^\circ$ (برای مواد با براده کوتاه، به خصوص
چدن)، $\alpha_n=5^\circ$ و برای تیغه ابزارآماده به کار.

به این جهت ، ویژگیهای روشهای مختلف براده برداری و شرائط غیر آزمایشگاهی به کمک ضرائب اصلاح در محاسبات رعایت میشوند و ضرائب اصلاح انحراف از شرائط نامبرده را تعدیل می کنند. در این صورت در عمل هنگام براده برداری بطور عام از ارقام K_c برای محاسبه نیروی تراش استفاده می شود.

نیروی تراش مخصوص را می توان به کمک " ضریب نیروی تراش مخصوص K_{cl-1} (مقدار K_c برای سطح مقطع براده برداری فرضی با $b=1^{mm}$ و $h=1^{mm}$) نیز محاسبه نمود. (شکل ۲-۱۷).

$$k_c = \frac{k_{cl-1}}{h^m}$$

هنگام محاسبه نیروی تراش در صورت انحراف از شرائط نامبرده ، اصلاحهای زیر لازمند که به صورت اضافه کردن ضرائب اصلاح در رابطه نیروی تراش رابطه (۲-۱۵) رعایت می شوند:

- $k_{\gamma n}$ ضریب اصلاح زاویه براده رابطه (۲-۲۲)

$$k_{\gamma n} = 1 - \frac{\gamma_n - \gamma_{n \text{ مبنا}}}{66,7}$$

- k_v ضریب اصلاح سرعت تراش : برای فولاد، فولاد ریختگی و چدن به جدول ۲-۲ مراجعه شود.

- k_{sch} ضریب اصلاح جنس ابزار : برای تراشکاری فولاد و چدن چنین توصیه شده است :

تراشکاری با ابزار سرامیک تراش :

$$k_{sch} = 0.95 \dots 0.9$$

تراشکاری با هارد متال :

$$k_{sch} = 1,0 \quad \text{تراشکاری با فولاد تندکار:}$$

$$k_{sch} = 1.05 \dots 1.08$$

در اصول محاسباتی روشهایی که بعداً می آید اصلاح جنس ابزار در دل ضریب اصلاح روش نهفته است (به استثناء تراشکاری وفرزکاری).

- K_{ver} ضریب اصلاح سائیدگی ابزار: ارقام K_c در جدول ۲-۱ مربوط به تیغه های تیز و آماده به کار می باشد و با افزایش میزان

سائیدگی ابزار نیروی تراش نیز افزایش پیدا می کند. طبق معیارهای سائیدگی تعریف شده برای مؤلفه های نیروی براده برداري بطور متوسط افزایشی حدود 20% تا 50% قابل انتظار می باشد. به این جهت چنین خواهیم داشت :

$$k_{ver} = 1, 2 \dots 1, 5$$

برای سائیدگی در سطح آزاد بطور برآوردی نسبت به عرض متوسط سائیدگی V_{Bm} چنین نتیجه می شود:

$$(2-23)$$

$$K_{ver} \approx \frac{V_{Bm}}{C'} + 1$$

$C' =$ ضریب ثابت سائیدگی

برای مواد فولادی ارقام C' زیر در دست می باشند:

برای تراشکاری:

$$C' = 3,5mm$$

برای فرزکاری پیشانی:

$$C' = 2,0mm$$

برای فرزکاری غلتي (محیطی):

$$C' = 2,8mm$$

با توجه به ضرائب اصلاح معرفی شده برای رابطه اصلی محاسبه نیروی تراش با يك دقت کافی برای تراشکاری چنین نتیجه می شود:

$$(2-24)$$

$$F_c = b \cdot h \cdot k_c \cdot k_m \cdot k_v \cdot k_{sch} \cdot k_{ver}$$

نوع ماده	Nr.	R _m N/mm ²	HV10	K _{c1.1} N/mm ²	Z	K _{fl.1} N/mm ²	X	K _{p1.1} N/mm ²	y	
C15G	1.0401	373	108	1481	0.28	333	1.0	266	0.8	1
C22	1.0402	500		1800	0.16					
C35N	1.0501	550		1516	0.27					
CK45N	1.1191	628	160	1573	0.19	321	0.80	259	0.54	1
Ck45V	1.1191	765	185	1584	0.25	332	0.71	272	0.41	1
Ck60N	1.1221	775	225	6086	0.22	364	0.73	282	0.43	1
St 50-2	1.0532	557	221	285	0.72	285	0.72	259	0.41	1
St 60	1.0543	620	168	1500	0.29	351	0.70	274	0.50	1
St 70-2	1.0632	824		2110	0.17					
37 Mn Si 5 G	1.5122	676	239	1595	0.32					
37 Mn Si 5 V	1.5122	892	196	1581	0.25	228	1.07	152	0.90	1
42 Cr Mo 4 G	1.7225	568		1656	0.21	317	0.69	259	0.41	1
				1563	0.26					

55 Ni Cr Mo V 6	1.2713	1141	268	1595	0.21	239	0.70	249	0.33	1
100 Cr 6 G	1.3505	624	170	1726	0.28	374	0.77	271	0.48	1
18 Cr Ni 8 G	1.5920	578	340	1446	0.27	269	0.79	198	0.66	1
16 Mn Cr 5 N	1.7131	500	202	1411	0.30	318	0.86	362	0.53	1
x 6CrNiMoNb 18 10	1.4580	600	181	1270	0.27	351	0.66	257	0.47	1
x10CrNiMoNb 18 10	1.4580	588	150	1397	0.24	406	0.63	312	0.50	1
GGL-14	1.6014			950	0.21					
GGL-18	1.6018			750	0.13					
GG-26	1.6026	124		1160	0.26	181	0.74	173	0.59	2
GG-30	1.6030		HB200	899	0.41					
Mehanite A				1270	0.26					
GTW.GTS				1200	0.21					
GS 45		360	HB200	1600	0.17					
GS 52	1.0443	>400	HB206	1800	0.16					
G-Al Mg 4 Si Mn	1.0551	~400		487	0.20	170	0.91	164	0.70	1
G-Al Si 10 Mg		~600		440	0.27					
G-Al Si 6 Cu 4		260		460	0.27					
GK-Mg Al 9		250		240	0.34					
X8NiCrMoTi55 20 20		170		1900	0.26					
Ni Cr 20 Ti Al		130		2211	0.22					
Messing DFB Kaltg		1275	HB 90	430	0.38					
Rg A	2.4969	1217		820	0.25	20	1.08	32	0.75	2
Polyamid 6-6 Wassergeh	2.4952			160	0.15					
	0.1-0.5%		368			332 341	0.67 0.71	726 561	0.43 0.41	2.3 2.3

جدول ۲-۱: مقادیر اصلی مولفه های نیروی تراش مخصوص برای چند ماده

V _C m/min	20	40	60	80	100	150	200	300	400
K _v	1.25	1.15	1.08	1.04	1.0	0.97	0.95	0.93	0.9

جدول ۲-۲: ضرایب اصلاح سرعت تراش $\gamma = 6^\circ$ مینا $\gamma = 2^\circ$ برای فولاد γ برای چند

برای محاسبه نیروی پیشروی F_f قانونمندی مشابهی را با تقریب کافی بکار می برند که بر مبنای عکس العمل خطی نیروی پیشروی نسبت به عرض براده برداری b بدست آمده است (تابع ضخامت براده برداری h در نمایش لگاریتمی دویل):

(۲-۲۵)

$$k_{f1-1} = \frac{F_f}{b \cdot h^{1-x}}$$

(۲۶-۲) و يا :

$$F_f = b.h^{1-x}.k_{f1-1}$$

كميتهاي تعيين كننده در اين رابطه عبارتند از : نيروي
پيشروي مخصوص k_{f1-1} كه نسبت به يك سطح مقطع براده برداري
 $b.h=1\text{mm}^2$ و ضريب زاويه $1-x$ تعريف شده، عرض براده برداري b و
ضخامت براده برداري h و عدد ثابت X (ضريب زاويه خط F_f-h)
براي محاسبه نيروي غير فعال F_p با تقريب يكساني بطور مشابه
چنين داريم :

(۲۷-۲)

$$k_{p1-1} = \frac{f_p}{b.h^{1-y}}$$

(۲۸-۲) و يا :

$$F_p = b.h^{1-y}.k_{p1-1}$$

ضريب نيروي تراش مخصوص، ضريب نيروي پيشروي مخصوص، ضريب
نيروي غير فعال مخصوص بانضمام ضرائب زاويه آنها براي متداول
ترين مواد در جدول ۲-۱ جمع آوري شده اند. روند تاثير ميزان
سائيدگي بر نيروي پيشروي و نيروي غير فعال با نوع تاثير آن
بر نيروي تراش فرق دارد. طبق آزمايشهاي انجام گرفته بطور
عام چنين داريم :

افزايش نيروي تراش F_c حدود ۵...۲٪ براي هر ۰.۱mm عرض متوسط
سائيدگي V_B

افزايش نيروي پيشروي F_f حدود ۲۵...۱۰٪ براي هر ۰.۱mm عرض متوسط
سائيدگي V_B

افزايش نيروي غير فعال F_p حدود ۳۰...۱۲٪ براي هر ۰.۱mm عرض متوسط
سائيدگي V_B

با کاهش (يا افزايش) زاويه براده γ_o مؤلفه هاي نيروي براده
برداري F_z براي هر درجه تغيير زاويه براده، در مقايسه با
ارقام بدست آمده تحت شرائط آزمايشگايي به شرح زير افزايش
(يا کاهش) پيدا مي کند :

نيروي تراش F_c حدود ۱,۵%نيروي پيشروي F_f حدود ۵%نيروي غير فعال F_p حدود ۴%

ماشینهای ابزار

با کاهش (یا افزایش) زاویه تورب λ_s نیز در مقایسه با ارقام نسبی، افزایش (یا کاهش) های زیر نتیجه می شوند:

نیروی تراش F_c حدود 1,5%

نیروی پیشروی F_f حدود 1,5%

نیروی غیر فعال F_p حدود 10%

تابعیت های فوق به کمک تراشکاری بدست آمده اند، با این وجود در سایر روشها با هندسه معین تیغه نیز قابل استفاده می باشند.

سایر کمیت های مهم عبارتند از:

(۲۹-۲) قدرت تراش

$$P_c = \frac{F_c \cdot V_c}{60.1000} [kw]$$

(۳۰-۲) قدرت پیشروی

$$P_f = \frac{F_f \cdot V_f}{60.1000} [kw] \quad (۳۱-۲) \text{ قدرت محرك اصلي (موتور اصلي)}$$

$$P_A = \frac{P_c}{\eta} [kw]$$

(۳۲-۲) قدرت محرك پیشروی

$$P_{A,f} = \frac{P_s}{\eta} [kw] \quad (۳۳-۲) \text{ حجم براده برداري}$$

$$V = a_p \cdot f \cdot V_c [Cm^3 / min]$$

(۳۴-۲) براده برداري مخصوص

$$V_s = \frac{V}{P_c} [Cm^3 / kw.min]$$

در ارتباط با سایر روابط لازم و تعیین کیفیت سطح R_a, R_n, R_z و غیره به بخش ۵-۲ مراجعه شود.

۴-۲ سائیدگی - دوام:

قریب به تمام مقدار انرژی اعمال شده برای براده برداري به انرژی حرارتی تبدیل می شود. مراکز ایجاد حرارت و تغییر شکل در منطقه تراش و منطقه اصطکاک گوه تراش قرار دارند. میزان تغییر شکل ایجاد شده در منطقه تغییر شکل در سمت تحتانی براده به مراتب بیشتر مقدار آن در منطقه تراش است، بطوریکه بین براده و ابزار حداکثر درجه حرارت ایجاد می شود. ضخامت

باصطلاح منطقه تغيير شكل يافته اما در مقايسه با ضخامت منطقه تراش بسيار كم است ، به اين جهت درجه حرارت هاي بالاي ايجاد شده در اين منطقه به معنای تبديل انرژي بالاتر نيست.

قسمت اعظم گرما توسط براده دفع شده (به شكل ۲-۱۸ مراجعه شود) و انرژي مكانيكي در اصل (60 تا 75%) در منطقه تراش تبديل مي شود. گرمای ايجاد شده به صورت هاي هدايت، تشعشع و جابجايي (انتقال) به محيط اطراف دفع مي شود. در شكل ۲-۱۸ بطور مثال مقادير گرمای برآورد شده كه درمناطق حرارتي ابزار و قطعه كاري ايجاد شده، نشان داده شده است . درجه حرارت در اين مناطق آنقدر نوسان مي كند تا يك حالت تعادل بين مقادير گرمای ايجاد و دفع شده برقرار شود.

درجه حرارت متوسط سطح براده تابع سرعت تراش براي مواد تراش مختلف در شكل ۲-۱۹ نمايش داده شده است . درگوه تراش متناسب با بارگذاري آن در حين براده برداري آثار سائيدگي مختلفي ايجاد مي شود. ميزان سائيدگي در سطح آزاد تيغه اصلي (سائيدگي سطح آزاد) و در سطح براده (حفره سائيدگي) به عنوان ضوابط و معيار سائيدگي در عمل از اهميت بيشتري برخوردارند (باشكل ۲-۲۰ مقايسه شود).

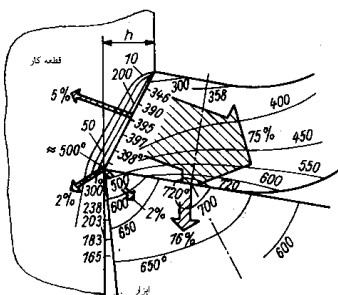
سائيدگي اكسيداسيون در سطح آزاد تيغه فرعي يك معيار دوام كيفي است . بارگذاري حرارتي و مكانيكي بالاي ابزار باعث سائيدگي نسبتاً سريع آن مي شود. مهمترين علل ايجاد سائيدگي عبارتند از:

- سائيدگي خراشي : بصورت ايجاد ميكروبراده (خراشه ، تغيير شكل همراه با تردي و كنده شدن). تاثيرات سختي در قطعه كار كه قاعدهً متوسط سختي حرارتي ابزار گرم تقويت مي شود در ابزار ميكرو براده ايجاد مي كند. در اين ارتباط تغيير شكلهاي ميكروسكوپي و شكست ظاهر مي شود.

- سائيدگي چسبندگي: تاثير زيادتر محلي نيروها در اثر چسبندگي حرارتي (جوش خوردگي، ايجاد لبه انباشته) در ذرات قطعه كار و ابزار متعاقباً باعث كنده شدن ذرات از ابزار مي شود. متلاشي شدن پيوندهاي چسبندگي باعث بارگذاري بسيار زياد سطح ابزار شده و آثار خستگي و از بين رفتگي ايجاد مي

کند. این سائیدگی، چسبندگی و کندگی خشن ذرات تیغه را تقویت می‌کند.

- سائیدگی در اثر پدیده های شکست: جدا شدن ذرات مواد در اثر مکانیزم ایجاد هسته های ترک خوردگی، ایجاد ترک و گسترش آن در مواد ناهمگن (نامتجانس) بطور مثال در اثر تنشهای حرارتی و تنشهای ایجاد شده و بالاخره جدا شدن ذرات در اثر مولفه های دینامیکی آنها است. اهمیت عملی این عوامل به خاطر پدیده های شکست میکروسکوپی است که همراه با سائیدگی پیوسته بوده و یا به خاطر پدیده های شکست میکروسکوپی است که در اینجا موردتوجه قرار نگرفته است.

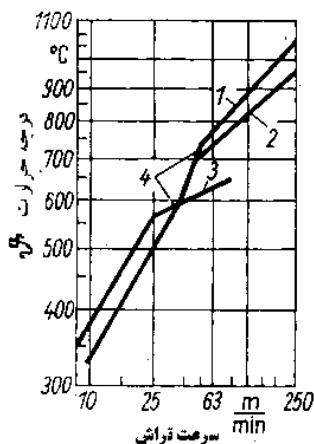


شکل ۲-۱۸: توزیع گرما و دما شرایط اندازه گیری:

$$V_c = [60 \text{ m/min}], f = 0.25 [\text{mm/دور}]$$

$$a_p = 3 [\text{mm}], \alpha_o = 8^\circ, \gamma_o = 10^\circ$$

CK60 / HMP30



شکل ۲-۱۹: دمای متوسط سطح براده برداری ابزارهای مختلف

$$\alpha_o = 6^\circ, \gamma_o = 6^\circ, \varepsilon = 84^\circ, \chi_r = 70^\circ$$

$$\lambda_s = 0, r_e = 0.8 [\text{mm}], t = 15 [\text{s}], a_p = 3 [\text{mm}]$$

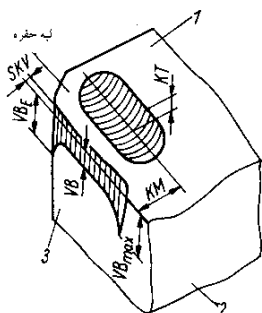
$$f = 0.25 [\text{mm/دور}], 1 = \text{HMP10}, 2 = \text{HMP30},$$

$$3 = \text{HSS}, 4 = \text{انباشته لبه}$$

جنس قطعه CK60

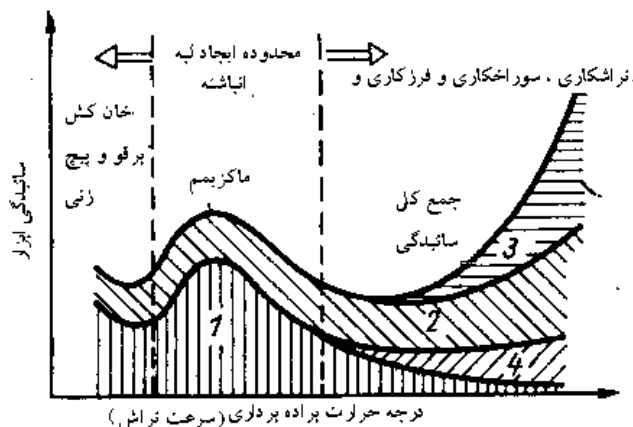
شکل ۲-۲۰: مهم ترین انواع سائیدگی های تیغه ابزار براده برداری

۱- سطح براده ابزار ۲- گوه ابزار ۳- سطح آزاد ابزار



$KT = \text{عمق حفره} = KM = \text{فاصله خط وسط حفره از لبه ابزار}$
 $VB = \text{عرض سائیدگی در سطح آزاد}$

- سائیدگی در اثر نفوذ: به خاطر نفوذ ذرات مواد ابزار در مواد قطعه کار (براده سائیدگیها، سطوح تراش) که در اثر حرارت فعال شده از يك طرف، و از طرف دیگر نفوذ ذرات قطعه کار به داخل مواد ابزار تغییراتی در سطح تماس ابزار ایجاد کرده و باعث سائیدگی آن می شود (در اینجا منظور پدیده های نفوذ در اثر جوش خوردگی چسبندگی و سائیدگی چسبندگی نیست)
- سائیدگی شیمیایی: روند فعال شده حرارتی، عکس العملهای شیمیایی بین براده، سطوح تراش و
- مواد محیطی در منطقه تیغه ای و متعاقب آن در سطح ابزار سائیدگی و سسختی ایجاد می کنند (بطور مثال سائیدگی اکسیداسیون)
- تغییرات ساختاری تقویت کننده سائیدگی
- تبدیل فازهای مکانیکی - حرارتی تغییرات ساختاری ایجاد نموده و سائیدگی را تقویت می کند.
- سهم هریک از انواع سائیدگی ها در کل سائیدگی ابزار در شکل ۲-۲۱ نشان داده شده است.
- عمر ابزار T (دوام ابزار) در اثر سائیدگی های نامبرده محدود می شود.



- شکل ۲-۲۱: سهم هر يك از سائیدگی ها از کل سائیدگی ابزار (بطور کیفی)
- ۱- سائیدگی چسبندگی همراه با تشکیل لبه انباشته
 - ۲- سائیدگی خراش
 - ۳- سائیدگی نفوذی

برای تولید اتوماتیک وقتی سائیدگی ابزار توسط سنسورها اندازه گیری می شود ترجیحاً از سائیدگی سطح آزاد به عنوان معیار برای ارزیابی عمر ابزار استفاده می شود. عرض سائیدگی مجاز در سطح آزاد (به عنوان معیار دوام) برای تراشکاری عبارتند از:

1,2mm ... 0,8 برای زبر تراشی با فولاد تندکار (high speed tool steel) و هاردمتال

0,4mm ... 0,2 برای پرداخت کاری با فولاد تندکار و هاردمتال

0,5mm برای تراشکاری با سرامیک تراشی

علاوه بر این به عنوان رهنمود برای تعیین " انتهای عمر ابزار" چنین داریم:

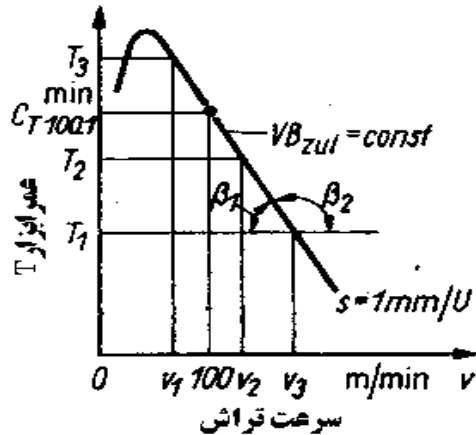
$$K_T = 1,0 \dots 1,5 \text{ mm} \quad \text{و} \quad \frac{Kt}{KM} = 0,4 \quad \text{برای تراشکاری با هاردمتال}$$

K_T = عمق حفره سائیدگی مجاز. $K M$ = فاصله خط وسط حفره ها سرعتهای تراش که با آنها "دوام اقتصادی" حاصل می شود را "سرعتهای تراش دوام" نامیده اند، جدول ۲-۳ برای تعیین عمر ابزار T نوع تابعیت های دوام از عوامل موثر، به ویژه از سرعت تراش V_c را بصورت منحنی نمایش می دهند.

روش تراشکاری	عمر اقتصادی T به دقیقه	سرعت تراش دوام به m/min
سلولهای تولیدی (NC)	≤ 30	V_{10}
ماشینهای ابزار استاندارد (سنتی)	60	V_{60}
ماشینهای تراش نیمه اتومات (رورلور)	240	V_{240}
ماشینهای تراش اتومات	480	V_{480}

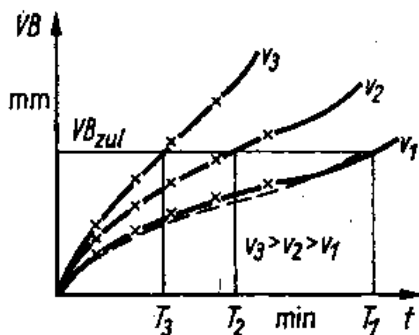
جدول ۲-۳: دوام متناسب با سرعت تراش اقتصادي

براي اين کار ابتدا ميزان سائيدگي ابزار را تابع زمان و سرعت تراش اندازه گيري نموده و بصورت منحنی رسم و سپس از اين منحنی، منحنی دوام - سرعت ابزار را متناسب با معيار



انتخابي استخراج مي کنند. منحنی دوام شکل ۲-۲۲ را بطور مثال به کمک منحنی سائيدگي شکل ۲-۲۳ رسم نموده اند.

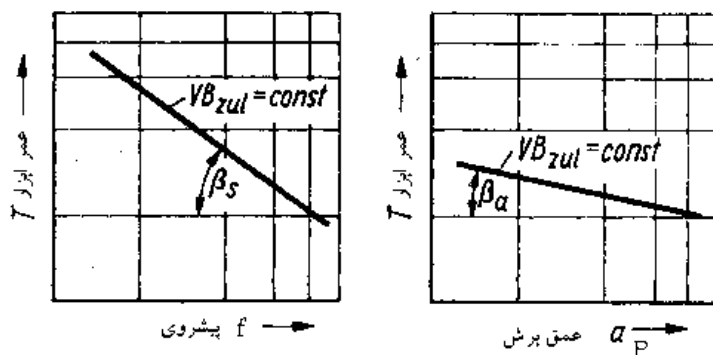
شکل ۲-۲۲: نمودار طول عمر ابزار f, a_p , جنس قطعه کار، جنس ابزار و هندسه ابزار ثابت اند



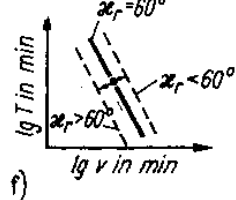
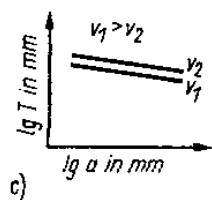
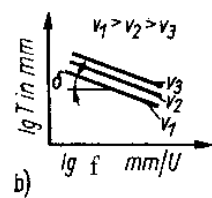
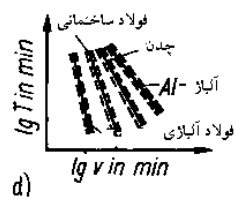
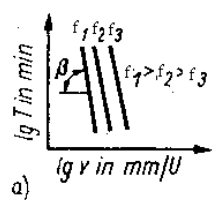
شکل ۲-۲۳: پیشرفت سائيدگي ابزار تابع افزايش زمان ماشينکاري f, a_p و جنس قطعه کار و جنس ابزار و هندسه تيغه ابزار ثابت اند

براي تدوين روابط رياضي به منظور محاسبه عمر ابزار T ترجيحاً از عوامل موثر اصلي سرعت تراش v و پيشروي f استفاده مي شود و عمق تراش a_p تاثير نسبتاً ناچيزي بر آن دارد (شکل ۲-۲۴).

در شکل ۲-۲۵ مجموعاً تاثیر کلیه عوامل موثر بر دوام ابزار نشان داده شده است. شکل ۲-۲۶ تاثیر هریک از عوامل سائیدگی در ابزار را نمایش می‌دهد.

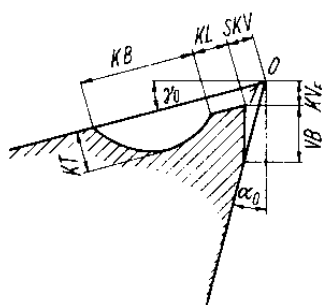


شکل ۲-۲۴: تاثیر پیشروی و عمق تراش بر عمر ابزار. سرعت تراش، جنس قطعه کار و جنس ابزار، هندسه ابزار ثابت اند



شکل ۲-۲۵: تاثیر انواع عوامل مختلف بر عمر ابزار:

- a - سرعت تراش V_c
- b - پیشروی f
- c - عمق تراش a_p
- d - نوع جنس قطعه
- e - زاویه براده γ_0
- f - زاویه α_r



شکل ۲-۲۶ : ابعاد سائیدگی ابزار

VB عرض سائیدگی در سطح آزاد **KM** فاصله خط وسط حفره از لبه

KB عمق حفره سائیدگی در سطح براده **KT** عمق حفره

KL عرض لبه حفره **SKV** جابجایی لبه تیغه در اثر

سائیدگی

برای محاسبه دوام ابزار، متناسب با هر محدوده اعتبار تعریف شده برای پدیده های دوام، روابط تجربی زیر را بکار می برند:

(۲-۳۵) برای تراشکاری:

$$T = A_3 \cdot V_c^{A_2} \cdot f^{A_4} \cdot a_p^{A_6} [\text{min}]$$

(۲-۳۶) برای فرزکاری پیشانی:

$$T = A_9 \cdot V_c^{A_2} \cdot f^{A_4} \cdot a_p^{A_6} \cdot \left(\frac{z}{D}\right)^{A_8} \cdot \left(\frac{a_e}{D}\right)^{A_{10}} [\text{min}]$$

درجدول ۲-۴ ضرایب ثابت A معادله دوام برای تراشکاری تابع زوج مواد مختلف جنس قطعه - جنس ابزار جمع آوری شده اند. جمع ۲-۵ شامل ضرایب ثابت معادله دوام برای فرزکاری پیشانی است.

زوج مواد قطعه کار و ابزار	ضابطه عمر ابزار VBm mm	ضرایب ثابت رابطه Taylor		
		A ₃	A ₂	A ₄
C60/HS123	0.4	0.398677.10 ¹⁵	6.62318	3.61209
	0.5	0.105447.10 ¹⁴	5.76624	3.64209
	0.8	0.501349.10 ¹⁴	6.06332	3.21421
C45/HS123	0.4	0.614888.10 ⁸	3.66878	1.94389
	0.5	0.405932.10 ⁹	3.56495	1.99159
	0.8	0.958555.10 ⁸	3.25291	2.10161
C45/HS123	0.4	0.726025.10 ¹¹	4.47978	2.48358
	0.5	0.172513.10 ¹²	4.61928	2.51144
	0.8	0.129914.10 ¹²	4.96823	2.63707
C15/HS123	0.4	0.107639.10 ¹⁴	5.28816	3.26134
	0.5	0.822106.10 ¹¹	4.28058	2.48699
	0.8	0.540907.10 ¹⁰	3.62432	1.73198
CS38/HSS	0.4	0.1161.10 ⁸	3.7320	1.60038
GS42/HS123	0.4	0.8706.10 ⁸	3.4874	1.8807
GS42/HS345	0.4	0.3873.10 ⁸	3.3759	1.1917
GGL20/HSS	0.4	0.3267.10 ⁸	4.3314	2.0503
GGL20/HG20	0.4	0.3319.10 ⁸	4.0107	1.1503
GGL20/HU10	0.4	0.7091.10 ⁸	4.0107	1.0355
GGL20/HG412	0.4	0.1969.10 ⁸	3.0776	0.9656
GGL25/HG20	0.4	0.1943.10 ⁹	4.0107	0.9656
GGL25/HSS	0.4	0.2387.10 ⁷	4.7016	2.6050
GGL60/HS123	0.4	0.8971.10 ⁸	3.4874	1.0355

جدول ۲-۴: ضرایب بکار رفته در معادله دوام برای تراشکاری

زوجه مواد قطعه کار و ابزار	ضابطه عمر ابزار VBm mm	ضرائب ثابت رابطه Taylor					
		A ₉	A ₃	A ₄	A ₆	A ₈	A ₁₀
CK46V/HS345	0.4						
	1.0	3.86.10 ⁴ 1.00.10 ⁵	-1.98 -1.99	-0.56 -0.61	-0.21 -0.47	-0.68 -0.70	-0.12 -0.05
C60G/HS25	0.4						
	1.0	3.95.10 ⁴ 6.16.10 ⁵	-1.44 -1.81	-0.28 -0.25	0 0	0 0	0.51 0.31
GGL20/HG110	0.4						
	1.0	9.60.10 ⁹ 1.86.10 ¹⁰	-4.29 -5.40	-1.39 -1.10	0 0	0 0	-0.33 -0.30
GGL20/HG420	0.4						
	1.0	7.60.10 ¹³ 4.49.10 ¹²	-5.30 -4.61	-0.42 -0.42	0 0	0 0	0 0

جدول ۲-۵ ضرایب بکار رفته در معادله دوام برای فرزکاری پیشانی

۲-۵ مثال های آموزشی

۲-۵-۱ مثال عددی - تراشکاری

تراشکاری شافت از جنس st42 باابعاد 100 × 600mm از قطر 100mm به قطر 92mm. نیروی تراش، قدرت محرك، زمان اصلی ماشین، حجم براده مخصوص و دوام ابزار را محاسبه کنید. داده ها عبارتند از:

$$a_p = 4\text{ mm}, \quad f = 1,0\text{ mm}, \quad x_r = 70^\circ, \quad V_c = 135\text{ m/min}, \quad z_l = 3\text{ mm}, \quad \eta = 0,7 \quad l_a = l_u = 2\text{ mm},$$

$$\gamma_n = 10^\circ,$$

حل:

$$h = f \cdot \sin x_2 = 1 \times 0.939 = 0.94[\text{mm}]$$

$$k_c = \frac{k_{cl.1}}{h^{m'}} = \frac{1780}{0.94^{0.17}} = 1799[N/mm^2]$$

$$A = a_p \cdot f = 4 \times 1 = 4[\text{mm}^2]$$

$$k_{\gamma 0} = 1 - \frac{\gamma_n - \gamma_k}{66/7} = 1 - \frac{\gamma_0 - 6}{66/7} = 0.94$$

$$k_v = 0.98, k_{sch} = 0.95, k_{ver} = 1.3$$

$$F_c = A \cdot K_c \cdot K_{\gamma n} \cdot K_v \cdot K_{sch} \cdot K_{ver} = 4 \times 1799 \times 0.94 \times 0.98 \times 0.95 \times 9/3$$

$$F_c = 8186/76[N]$$

$$P_c = \frac{F_c \cdot V_c}{60.000} = \frac{8186/76 \times 141/3}{60.000} = 19/3[kw]$$

$$p_a = \frac{p_c}{\eta} = \frac{19.3}{0.7} = 27.5[kw]$$

$$L = l + 2Zl + l_a + l_u = 600 + 6 + 4 = 610 \text{ [mm]} t_h = \frac{L.i}{f.n}$$

$$t_h = \frac{610 \times 1}{1 \times 450} = 1,35 \text{ [min/ قطعه]}$$

$$V = A.V_c = 0,04 \times 13500 = 540 \text{ [Cm}^3 \text{ / min]}$$

$$V_S = \frac{V}{P_c} = \frac{540}{19,3} = 28 \text{ [Cm}^3 \text{ / kw . min]}$$

$$T = A_3.V_c^{A_2}.f^{A_4}.a_p^{A_6} \quad A_2 = -5,1445$$

$$A_3 = 2,201 \cdot 10^3$$

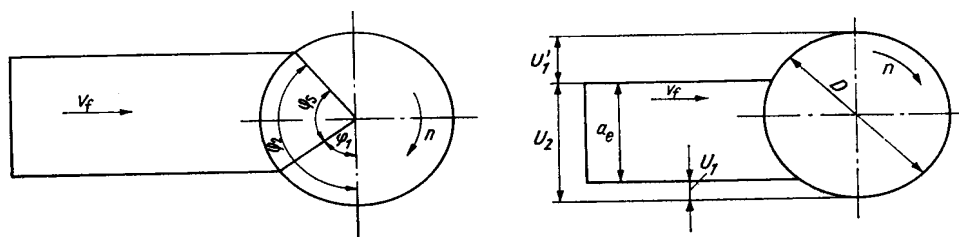
$$A_4 = -1,1302$$

۲-۵-۲ مثال عددي- فرزكاري

براي فرزكاري قطعات چدني GG25 باابعاد $115 \times 400 \text{ mm}$ با چرخ تيغه از جنس HM نيروي تراش متوسط براي هر تيغه، قدرت محرك و زمان اصلي ماشين را محاسبه نماييد.

مشخصات چرخ تيغه: $x_r = 60^\circ$, $z = 12$, $D = 215 \phi \text{ mm}$, $u_1 = 70 \text{ mm}$ ساير مشخصات:

$$a_p = 3 \text{ mm}, \quad f_z = 0,12 \text{ mm}, \quad V_c = 60 \text{ m/min}, \quad \eta = 0,75$$



شكل ۲-۲۷: فرزكاري پيشاني (كف تراش)

طراحی

$$\cos \phi_1 = 1 - \frac{2u_1}{D} = 1 - \frac{2 \times 70}{215} = 0,349 \longrightarrow \phi_1 = 69,6^\circ$$

$$\cos \phi_2 = 1 - \frac{2u_2}{D} = 1 - \frac{2 \times 185}{215} = 0,72 \longrightarrow \phi_2 = 146,1^\circ$$

$$\phi_s = \phi_2 - \phi_1 = 146,1^\circ - 69,6^\circ = 76,5^\circ$$

$$hm = \frac{1146}{\phi_s^\circ} \cdot f_z \cdot \sin x_r \cdot \frac{ae}{D} = \frac{114,6}{76,5^\circ} \times 0,12 \times 0,866 \times \frac{115}{215} = 0,083 [mm]$$

$$b = \frac{ap}{\sin x_r} = \frac{3}{0,866} = 3,46 [mm]$$

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h_m^m} = \frac{1160}{0,083^{0,26}} = 2218 [N / mm^2]$$

$$k_{\gamma m} = 1 - \frac{\gamma_{no} - \gamma_k}{66,7} = 1 - \frac{0 - 2^\circ}{66,7} = 1,03$$

$$k_v = 1,07, \quad K_{ver} = 1,3 \text{ انتخاب}$$

$$F_{cmz} = b \cdot hm \cdot K_c \cdot K_{\gamma n} \cdot k_{ver_{vw}} \cdot k_v = 3,46 \times 0,083 \times 2278 \times 1,03 \times 1,07 \times 1,3$$

$$F_{cmz} = 912,6 [N]$$

$$z_{iE} = \frac{z \cdot \phi_s^\circ}{360} = \frac{12 \times 76,5^\circ}{360^\circ} = 2,55$$

$$P_c = \frac{F_{cmz} \cdot V_c \cdot Z_{iE}}{60.000} = \frac{9146 \times 60 \times 2,55}{60.000} = 2,33 [kw]$$

$$p_a = \frac{p_c}{\eta} = \frac{2,33}{0,75} = 3,1 [kw]$$

$$V_f = f_z \cdot z \cdot n = \frac{f_z \cdot z \cdot v_c \cdot 10^3}{D \cdot \pi} = \frac{0,12 \times 12 \times 60 \times 10^3}{2,5 \times 3,14} = 128 [mm / min]$$

$$V = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f}{1000} = \frac{115 \times 3 \times 128}{1000} = 44,16 [cm^3 / min]$$

$$V_s = \frac{V}{p_c} = \frac{44,16}{2,33} = 18,9 [cm^3 / kw \cdot min]$$

$$t_h = \frac{L \cdot i}{V_f},$$

$$L = l + 2z_l + la + lu \quad i = 1 \quad 2Z_e = 4 [mm]$$

$$la + lu = 3 + \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - (a'_e)^2}$$

$$la + lu = 3 + \frac{215}{2} - \sqrt{\left(\frac{215}{2}\right)^2 - (77,5)^2} = 36 [mm] \quad L = 400 + 36 + 4 = 440 mm$$

$$t_h = \frac{440}{128} = 3,44[\text{min}]$$

۲-۵-۳ مثال عددي - سوراخكاري

در قطعاتي از جنس فولاد 18 cr Ni 6 بايستي سوراخ هائي به قطر 17.5mm و طول 40mm ماشين كاري شود. زاويه سر مته $\sigma = 130^\circ$ ، دور/mm $f=0,25$ ، $V_c=18\text{m/min}$ و $\eta=0.8$ است. حداكثر گشتاور، قدرت تراش، قدرت محرك و زمان اصلي ماشين را محاسبه كنيد.

حل:

$$h = f_z \cdot \sin \sigma / 2 = \frac{f}{z} \cdot \sin \sigma = \frac{0,25}{2} \times \sin 65^\circ = 0,113[\text{mm}]$$

$$k_c = \frac{k_{cl.1}}{0.113^{0,3}} = 4346[N / \text{mm}^2]$$

با ضريب روش $f_B \sim 1$ و با انتخاب $k_{ver}=1,3$ چنين نتيجه مي شود:

$$F_c = \frac{D}{2} \cdot f_z \cdot K_c \cdot f_B \cdot K_{vcr} = \frac{17.5}{2} \times \frac{1.25}{2} \times 4346 \times 1 \times 1.3 = 6179.5[N]$$

$$M_d = F_{cz} \cdot \frac{D}{20} = 6179.5 \times \frac{17.5}{20} = 5407[N.cm]$$

$$P_c = \frac{M_d \cdot n}{955400} = \frac{M_d \cdot V}{D \cdot 3000} = \frac{5407 \times 18}{17.5 \times 3000} = 1.85[kw]$$

$$P_a = \frac{P_c}{\eta} = \frac{1.85}{0.8} = 2.3[kw]$$

$$t_h = \frac{L}{f \cdot n}, \quad L = l + l_a + l_n$$

$$l_a = 1 + \frac{D}{2 \cdot \tan \sigma / 2} = 1 + \frac{17.5}{2 \times \tan 65^\circ} = 5,1[\text{mm}]$$

$$l_u = 2[\text{mm}]$$

$$L = 40 + 5,1 + 2 = 47.1[\text{mm}]$$

$$n = \frac{V_c}{D \cdot \pi}$$

$$t_h = \frac{47 \times 17.5 \times \pi}{0.25 \times 18 \times 10^3} = 0.57[\text{min}]$$

اجزاء

ساختمان ماشینهای ابزار

هدف از این بخش بررسی کلی اصول طراحی اجزاء ساختمانی ماشینهای ابزار می باشد. زیرا شناخت اصول طراحی می تواند درک ویژگیهای طرحهای خاص را ساده تر کند. اصولاً بدون توجه به انواع تقسیم بندی ماشینها، از نظر ساختمانی قسمتهای اصلی زیر را در ماشینها از یکدیگر متمایز کرده اند. بدنه ماشین ابزار

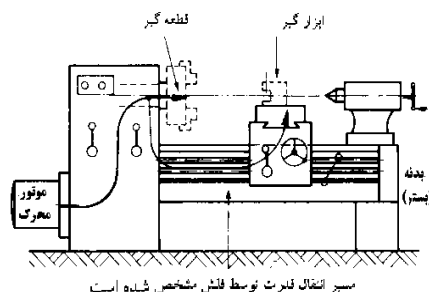
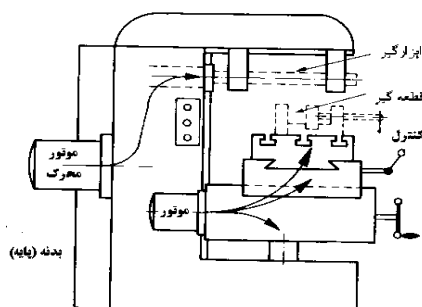
a- مجموعه ساختمانی "قطعه گیر"

b- مجموعه ساختمانی "ابزارگیر"

c- سیستم محرك قطعه یا سیستم محرك ابزار

d- سیستم کنترل محرك

برای تکمیل تقسیم بندی قسمتهای ساختمانی بایستی تجهیزات اضافی را نیز نام برد که اغلب همراه ماشین هستند. در حالی که اجزائی که در خدمت ایمنی و حفاظت هستند جزئی از قسمتهای اصلی ماشین می باشند. در ماشین تراش (شکل ۳-۱) ماشین فرز (شکل ۳-۲) بطور مثال مجموعه های اصلی نامبرده نشان داده شده اند. اکنون باختصار به معرفی قسمتهای ساختمانی معرفی شده می پردازیم.



شکل ۲-۳:

شکل ۱-۳: ماشین تراش

ماشین فرز

a- بدنه ماشین ابزار:

بدنه نگهدارنده سایر مجموعه های اصلی ماشین است. در ابتدا بدنه را بصورت يك اسکله پره‌بندی شده ساخته و دور تا دور آن سایر اجزاء ماشین را مونتاژ می‌کردند. امروزه اما يك طرح پوسته‌ای بکار برده و کلیه اجزاء مهم و حساس را داخل آن جا می‌دهند. بطوریکه این پوسته بایستی بخصوص کلیه اجزاء متحرك لازم برای هدایت ابزار یا قطعه کار را نگه‌داشته و مجموع نیروهای ماشینکاری را جذب کند. به این جهت استحکام بدنه مهمتر از طرح سبك سازی آن است. زیرا بایستی از يك طرف تغییر شکلهای استاتیکی و از طرف دیگر ارتعاشات دینامیکی را مهار کند. بدنه بر حسب نوع شکل‌دهی خاص خود بستر، پایه، ستون، چهارچوب و غیره نامیده شده است.

b- مجموعه ساختمانی "قطعه گیر"

چون ممکن است يك قطعه حرکات خطی یا دورانی، اصلی یا فرعی داشته باشد طرح این مجموعه تابع نوع هدف می‌باشد. بطور مثال این مجموعه در ماشین ابزار تشکیل شده است از میله اصلی یا تکیه گاههایش. در يك ماشین فرز تشکیل شده است از يك میز با راهگاههای خطی آن و نگه‌داشتن قطعه به كمك تجهیزات اضافی امکان پذیر می‌شود. این گونه اجزاء اضافی دستگاههای گیره ای به انضمام محکم کردن و مرکزی کردن از قبیل سه نظام و غیره می‌باشند.

c- مجموعه ساختمانی " ابزار گیر"

خصوصیات مجموعه ابزار گیر نیز مشابه قطعه گیر می‌باشد. در يك ماشین فرز مجموعه ساختمانی آن شامل میله اصلی و تکیه گاههای آن بوده و در يك ماشین تراش بصورت يك میز صلیبی و راهگاههای خطی آن است و برای گرفتن ابزار نیاز به اجزاء اضافی می‌باشد. مثال: میله فرز و فولادگیر

d- سیستم محرك قطعه یا سیستم محرك ابزار:

منظور از طراحی سیستم محرك مجموعه زحمت بکار رفته برای طراحی موتور تا مجموعه ساختمانی قسمتهای متحرك می باشد. وظیفه سیستم محرك این است که قدرت ایجاد شده را به قدرت ماشینکاری تبدیل نموده و حرکات مورد نظر در مجموعه ساختمانی متحرك را امکان پذیر نماید. اجزاء تشکیل دهنده يك سیستم محرك

(اشکال ۱-۳ و ۲-۳) عبارتند از: الکتروموتور بعنوان مولد نیرو. کلاچها یا چرخ تسمه ها بعنوان اجزاء اتصال و انتقال وجعبه دنده اصلی برای ایجاد حرکت تراش و جعبه دنده فرعی برای ایجاد حرکات پیشروی، حرکات تنظیم و گرفتن قطعه یا ابزار و مشابه. اگر يك موتور مشترك بایستی کلیه حرکات مجموعه متحرك را تامین نماید، در امتداد مسیر محرك يك انشعاب مکانیکی امکان پذیر است، اما اگر هريك از حرکات توسط يك موتور مستقل ایجاد شود، امکان انشعاب الکتریکی نیز وجود دارد. (شکل ۲-۳)

e- سیستم کنترل سیستم محرك:

هدف از کاربرد سیستم کنترل صدور و انتقال فرمان در يك ماشین ابزار است، تا کمیت های معینی توسط سیستم محرك ایجاد و تنظیم شوند. اجزاء مجموعه اصلی يك سیستم کنترل در کل ساختمان "ماشین ابزار" تقسیم شده و تشکیل شده است از دستگاه صدور فرمان، دستگاه های عملکردی و بعضی دستگاه های دیگر. به کمک این مجموعه اصلی بطور مثال تعداد دور میلله اصلی یا حرکات و نیروها بطور دستی یا تمام اتومات برنامه ریزی و کنترل می شود. عملکرد کنترل به روش مکانیکی، هیدرولیکی، پنوماتیکی یا الکتریکی انجام می گیرد.

از نظر ساختمانی سه گروه اصلی نامبرده a و b و c بیش از همه از نظر طراحی برای مهندس طراحی جالب توجهند (بخش های ۳ تا ۷) در حالی که دو گروه d و e که نیاز به بررسی عمیق تری دارند

(بخش های ۸ و ۹ و ۱۰) برای تحقق نوع ماشینکاری با اهمیتند.

بدنه ها

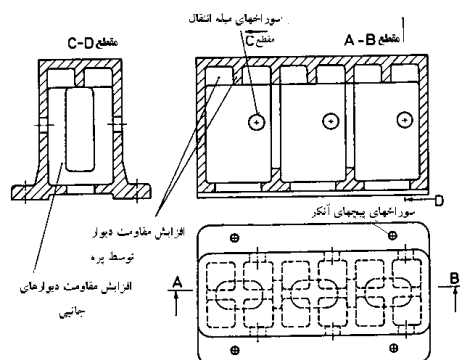
بدنه ها یا پایه ها و بسترها وظیفه دارند هر يك از واحدهای ساختمانی ماشین را به نحوی بهم متصل کنند. که یا نسبت به هم بطور نسبی متحرك بوده (راهگاهها) و یا ثابت باشند (اتصالات به كمك پیچها، پین ها یا خارهای انطباقی).

وزن کلیه قطعات ماشین توسط بسترها به فونداسیون منتقل شده و مدار جریان نیروهای برش در بدنه بسته میشود. دقت کاری ماشین تابع تغییر شکل کلیه قطعات واقع شده در مسیر نیرو میباشد. تغییر شکلهای استاتیکی توسط نیروهای تراش استاتیکی، توسط حرارتی که توسط اجزاء متحرك ایجاد شده و توسط تنشهای خود قطعات ایجاد می شوند. تغییر شکلهای دینامیکی توسط گشتاورها و نیروهای (زمانی) متغیر ایجاد شده و بصورت حرکات نسبی پریودی (ارتعاشات) ظاهر میشوند.

به اینجهت بایستی هنگام طراحی ماشین هدف این باشد که تغییر شکلهای قطعات را كوچك نگهداشته و همزمان قطعات را متناسب با روشهای تولید طراحی کنند.

۴-۱ خصوصیات بدنه ها از نظر طراحی و ساخت

بدنه ها باید چنان طراحی شده باشند تا نیروها و گشتاورهای



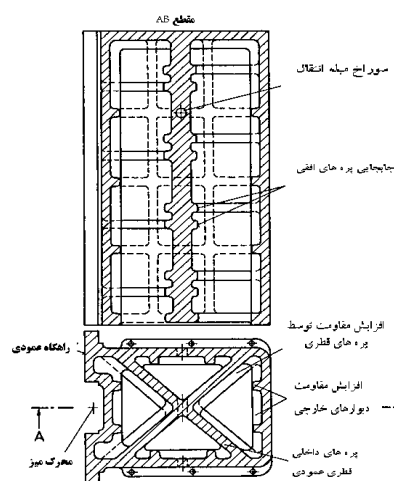
قابل انتظار را آنگونه جذب کنند که میزان تغییر شکلهای موثر بر دقت کاری ماشین حداقل بشود. در شکل ۴-۱ يك پایه نشان داده شده است، این پایه بیشتر توسط

وزن و لنگر خمشی بارگذاری می شود. سقف و دیوارهای جانبی توسط پره های داخلی قائم مقاوم شده اند. پره ها چنان طراحی شده اند که پایه ها با وزن نسبتاً کم دارای مقاومت خمشی بالایی بشوند، اینگونه پایه ها بیشتر در ماشینهای ابزار ویژه و در خطوط انتقال بکار می روند. در شکل ۴-۲ یک بدنه قائم با پره های ضربدری عمودی نمایش داده شده است

شکل ۴-۱: پایه ای که به صورت بستر

افقی طراحی شده و توسط پره های قائم

تقویت شده است .



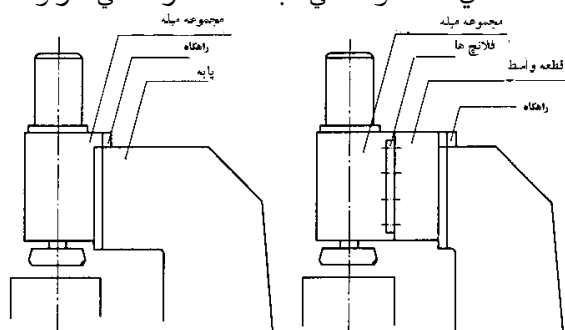
شکل ۴-۲: پایه عمودی با پره های عمودی ضربدری

این بدنه توسط نیروها، گشتاورهای خمشی و پیچشی بارگذاری می شود، محرك میزنیز روی این پایه قرار دارد. بخاطر بارگذاریهای مختلف و زیاد و بخاطر اینکه این پایه توسط راهگاهها و محرکها عملکردهای مهمی به عهده دارد به کمک پره های پیچیده و پر هزینه ای مقاوم شده است. توسط پره های ضربدری قائم مقاومت پیچشی و خمشی بالایی حاصل می شود. پره های داخلی افقی مقاومت پیچش پایه را افزایش می دهند. برای جلوگیری از تراکم مواد، پره های افقی به بالا منتقل شده اند، دیواره های خارجی نیز مجهز به پره شده اند، تا از ارتعاشات صفحه ای جلوگیری بعمل آید.

بهتر است محرکها تا حد ممکن خارج از پایه مستقر شوند. زیرا توسط آنها تغییر شکلهای حرارتی و دینامیکی ایجاد می شود.

تعداد قطعات پایه بایستی در هر ماشین چنان تعیین شوند که مقاومت مطلوب با حداقل زحمت تولیدی حاصل شود.

در شکل ۳-۴ راه حل، پایه با دو قطعه مناسبتر از با سه قطعه است زیرا زحمت تولیدی کمتر و راهگاه به نیروهای برشی نزدیکتر است. یک قطعه بیشتر به معنای این است که بایستی مضافاً دو سطح بیشتر ماشینکاری شود. یک شکاف اتصال اضافی تاثیر نامناسبی بر مقاومت پایه عمودی دارد. با وجود نواقص نامبرده راه حل با پایه سه قطعه ای، وقتی به کار می رود که



مونتاژ سیستم میله - تکیه گاه استاندارد خواسته شده باشد، اینگونه پایه ها چنانچه در طرف راست شکل نمایش داده شده مجهز به فلانچ (بجای راهگاه) می-باشند.

شکل ۳-۴: ماشین پایه عمودی

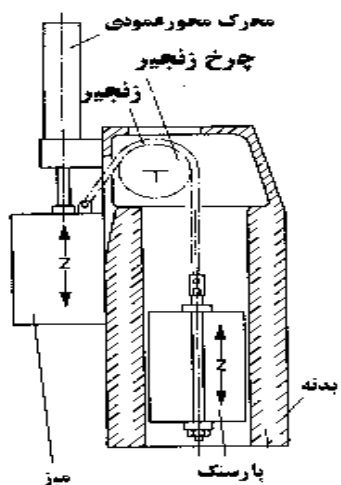
تصویر چپ: با پایه دو تکه

تصویر راست: با پایه سه تکه

۴-۱-۱ پارسنگ یا تعادل نیروئی

پارسنگ ها و تعادل نیروئی، محرك محور عمودی را خلاص (آزاد) می کنند، به اینجهت آنها در صورت وجود جرمهای متحرك و سنگین در جهت عمودی بکار می روند، تحلیل مقایسه ای زیر، انتخاب مابین پارسنگ و تعادل نیروئی را تسهیل می نماید:

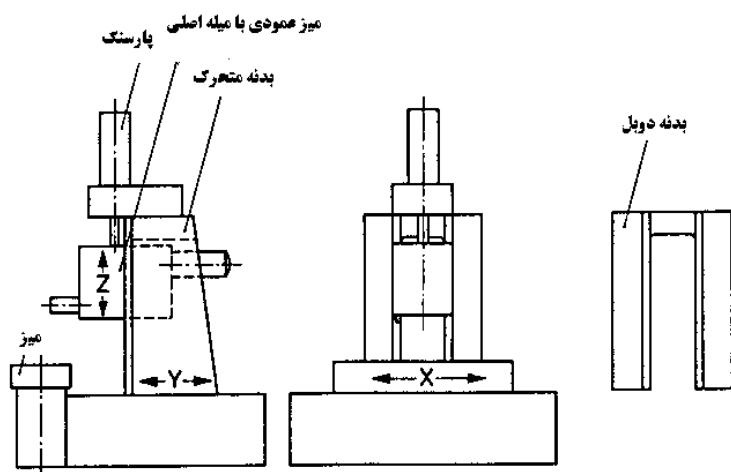
پارسنگهای شکل ۴-۴ بخاطر عملکرد ساده و اطمینان هنوز در ماشینهای ویژه، خطوط تولیدی و ماشینهای ابزار اونیورسال با پایه های عمودی ثابت بکار می روند.



شکل ۴-۴: پایه ستونی مربعی شکل توخالی به منظور عبور پارسنگ

جرم پارسنگها بایستی تقریباً برابر با مجموع کلیه جرمهای متحرک روی راهگاه میز عمودی باشد. در جرمهای کمتر در این راه حل هزینه های تولیدی کمتری در مقایسه با استفاده از تعادل نیروئی ایجاد میشود.

در تعادل نیروئی (شکل ۴-۵) جرمهای متحرک در جهت Z توسط نیروی موثر در همان محور بالانس میشوند، این نیرو اغلب توسط یک سیلندر هیدرولیکی یا پنوماتیکی ایجاد میشود.



شکل ۴-۵ : ماشین پایه دوپل مجهز به تعادل نیروئی

در این راه حل چون در جهت Z جرمهای به مراتب کمتری در مقایسه با راه حل با پارسنگ حرکت میکنند، بخاطر فرکانس طبیعی بالاتر آن عکس

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

العمل دینامیکی سیستم بهتر است:

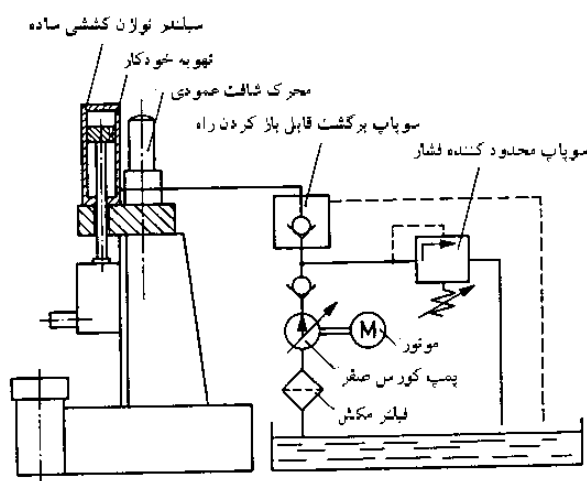
فرکانس طبیعی مدار سیستم ارتعاشی

-k ضریب فنری سیستم ارتعاشی

-m مجموع کلیه جرمهای متحرک

در ماشین نمایش داده شده در شکل ۴-۵ با میل افقی و استقرار جلوی مسیرهای راهگاهی، در جهت Z، پایه عمودی بصورت پایه دوبل طراحی شده، تا محرک میل اصلی بتواند براحتی داخل تونل پایه حرکت کند. در ماشینهای پایه دوبل بایستی از تعادل نیروئی استفاده شود، زیرا در پایه فضایی خالی برای جادهای پارسنگها وجود ندارد، مونتاژ پارسنگها به اینجهت نیز ممکن نیست زیرا پایه عمودی در جهت Y نیز متحرک است. روش تعادل نیروئی، طراحی پایه مربعی با پره های ضربدری مناسب از نظر بارگذاری خمشی و پیچشی را نیز ممکن مینماید. (شکل ۴-۲) بخاطر مقاومت پایه ای بالا و جرمهای کم شتاب گیرنده، روش تعادل نیروئی در ماشینهای ابزار کنترل عددی و در مراکز ماشینکاری بطور مناسب بکار میرود.

در شکل ۴-۶ مدار هیدرولیک یک تعادل نیروئی هیدرولیکی نشان داده شده است.



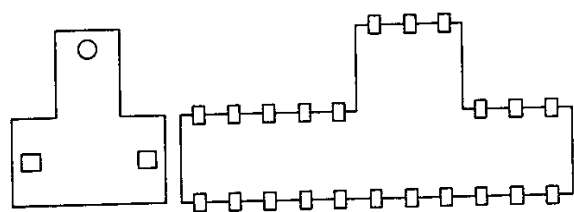
شکل ۴-۶: مدار هیدرولیکی
برای توازن وزنی هیدرولیکی

پمپ کورس صفر در حد میزان مکش حداقل تنظیم می شود تا همیشه یک جریان حجمی کوچکتری از سوپاپ محدود کننده فشار جریان پیدا کند، به این نحو یک قابلیت عکس العمل بالائی در مدار ایجاد شده و همزمان از ایجاد یک ضربه هیدرولیکی در شروع

بحرکت جلوگیری بعمل می‌آید. هنگام حرکت به پائین میز، حداقل مقدار مکش پمپ از سوپاپ محدود کننده فشار جریان پیدا کرده و مقدار روغن فشار داده شده توسط سیلندر بخارج نیز به آن اضافه می‌شود. هنگام حرکت به بالای میز با پمپ کورس صفر مقدار مکش متناسب با سرعت میز را می‌مکد که بطور کامل بطرف سیلندر جریان می‌یابد. سوپاپ یک طرفه مسدود شونده میز را در هر ارتفاع دلخواه نگه می‌دارد.

۴-۱-۲ استقرار پایه روی فونداسیون

بسترهای ماشین‌ها را می‌توان یا با بتون ریزي (آنها را) روی فونداسیون ثابت نموده و یا توسط مواضع حمایتی بطور قابل تنظیم به آن متصل نمود. در راه حل اول ماشین به کمک گوه تنظیم شده، توسط پیچهای آنکری (مهارى) به فونداسیون متصل و با بتن زیرریزي می‌شود. بستر ماشین در این راه حل توسط فونداسیون سخت شده و تاثیر فونداسیون بر تغییر شکل آن بیشتر می‌شود. در ماشینهای دقیق (ماشینهای مته راهنما) بستر چنان سخت ساخته می‌شود که از سخت شدن توسط فونداسیون می‌توان چشم پوشی نموده و بستر را در سه نقطه حمایت نمود. با این نحوه تاثیر فونداسیون بر تغییر شکل آن کمتر می‌شود. در بسترهای طولانی نمی‌توان از حمایت سه موضعی استفاده کرد. در اینجا بستر در چندین موضع حمایت می‌شود، در شکل ۴-۷ حمایت سه موضعی و چند موضعی آن نمایش داده شده است.



شکل ۴-۷: حمایت سه نقطه ای (تصویر

چپ) و

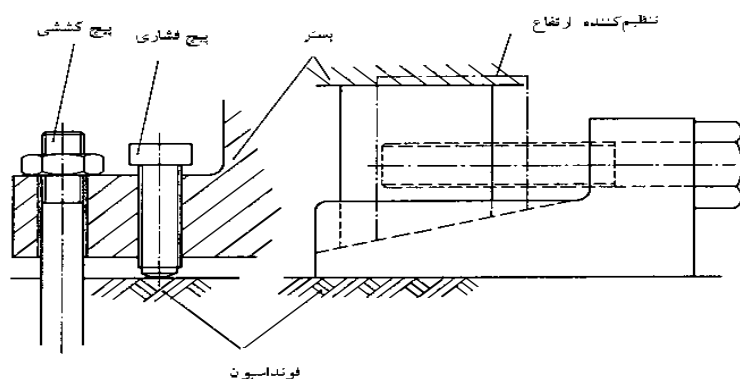
حمایت چند نقطه ای بستر روی

فونداسیون

چون فونداسیون به مرور زمان تغییر شکل پیدا می‌کند، این مواضع حمایت قابل تنظیم می‌باشند. مواضع حمایتی قابل تنظیم

را می‌توان بصورت پیچهای فشاری یا کششی یا بعنوان کنده گوه های تنظیم طراحی نمود. (شکل ۸-۴).

ماشین را به کمک مواضع حمایتی قابل تنظیم، تنظیم و پیچهای آنکری را سفت کرده و در بعضی موارد با بتن زیر ریزی می‌کنند. پیچ کششی که در طرف چپ شکل نشان داده شده همزمان یک پیچ آنکری است. در راه حل طرف راست شکل، بستر به کمک پیچهای آنکری بطرف پائین به سمت فونداسیون کشیده می‌شود.



شکل ۸-۴: تکیه گاههای قابل تنظیم

۲-۴ انتخاب مواد، روش تولید

۱-۲-۴ نوع ساخت جوشکاری یا ریخته گری شده:

تحلیل مقایسه ای زیر انتخاب مابین بدنه های ریخته گری شده و یا جوش کاری شده را تسهیل می‌نماید.

ضریب الاستیسیته پایه جوشکاری شده از جنس فولاد ($2.1 \times 10^5 N/m^2$) به مراتب بزرگتر با یک پایه ریخته گری شده از چدن آهنی است ، ($0.8 \times 10^{11} N/m^2$). پایه ها از جنس چدن آهنی به اینجهت نیاز به مقاطع بزرگتری دارند، تا تحت تاثیر، نیروهای مساوی تغییر شکلهای الاستیکی یکسانی ایجاد شود، چون چگالی چدن ($7.3 \times 10^3 kg/m^3$) جزئی کوچکتر از فولاد است ($7.85 \times 10^3 kg/m^3$) پایه های ریخته گری شده سنگینتر از نوع جوشکاری شده می باشند (بخاطر مقاطع بزرگتر). پایه های ریخته گری شده نیاز به ساعت

ماشینکاری بیشتری از پایه های جوشکاری شده دارند. زیرا اضافه ماشینکاری در نوع ریخته گری به مراتب بزرگتر است. برای تکنولوژی تولید پایه های ریخته گری مدل و هسته لازم است، برای نوع جوش کاری شده اغلب نیاز به تاسیسات کمکی می باشد.

دمپینگ داخلی (دمپینگ ماتریال) پایه های ریخته گری شده بزرگتر از پایه های جوشکاری شده می باشد، دمپینگ مواد به تنهایی اما برای تغییر شکلهای نسبتاً کم که در ماشینهای ابزار ایجاد میشوند، کم تر نمایان می شود. دمپینگ خارجی (دمپینگ اصطکاکی) در اغلب موارد تاثیر به سزایی بر دمپینگ پایه دارد. در پایه های جوشکاری شده با شکلدهی متناسب با جوشکاری میزان دمپینگ دو برابر مقدار آن در نوع چدن فولادی است.

برای تولید چندین پایه بایستی مقایسه هزینه، با توجه به قیمت مدل انجام گیرد. در اغلب موارد برای تولید بیش از سه پایه در پایه های ریخته گری شده هزینه تولیدی کمتر ایجاد می شود تا در پایه های جوشکاری شده.

۴-۲-۲ بدنه های بتنی

کاربرد بدنه های بتنی، بخاطر هزینه های تولیدی کم، دمپینگ نوسانی بالا رو با افزایش است. بعنوان ماتریال، بتن سیمانی و بتن ریزی مصنوعی بکار می رود. در ماتریال دومی از یک ماده مصنوعی با قسمت ماده پرکننده زیاد استفاده می شود.

طبق استاندارد DIN 16945 گروه رزین های مصنوعی زیر برای تولید بتن مصنوعی مناسبند. رزین های (MA)Methacrylat رزین های (EP)Epoxid و رزین های اشباع نشده (UP)Polyester.

با پایه های بتن مصنوعی می توان با وجود ضریب الاستیسیته کمتر، به مقاومتهای خمشی بالاتری در مقایسه با پایه های چدنی یا فولادی رسید، زیرا کل مقطع پایه کاملاً با بتن پر می شود. با شرط اندازه های خارجی یکسان پایه ها، مقایسه نسبت مقاطع و هزینه ها برای پایه های مختلف مفید به نظر میرسد:

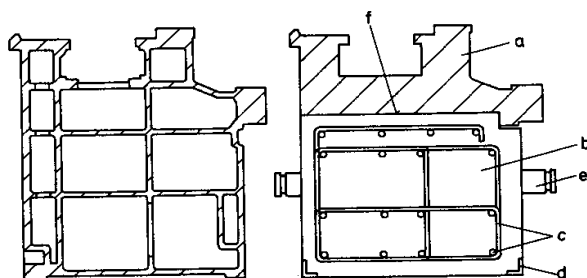
مقاطع	1	0.53	6
هزینه	100	75	37

مقاومت خمشی پایه های بتون مسلح در مثال بالا در نسبت حدود 2:1 در مقایسه با مقاومت پایه های چدنی و فولادی قرار دارد. در پایه های بتنی ادامه نوسانی کمتری در مقایسه با پایه های چدنی و فولادی اندازه گیری شده است. در شکل ۴-۹ نشان داده شده است که چگونه پایه یک ماشین فرز ساخته می شود،

شکل ۴-۹: بدنه پایه یک ماشین فرز

تصویر چپ: از جنس چدن خاکستری

تصویر راست: از جنس بتون آرمه



a- قطعه چدنی

b- بتن

c- آرماتور بتن آرمه

d- حمایت میزها

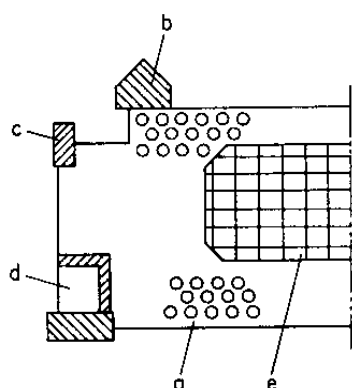
e- پین های بالابر

f- شیار چسبی

در این شکل وقتی یکبار چدن خاکستری (شکل طرف چپ) و بار دیگر برای ساخت همان پایه بتن آرمه (شکل طرف راست) بعنوان ماتریال بکار رفته است. قطعات بتن آرمه را بطور جداگانه در یک قالب ورق فولادی که مجدداً قابل استفاده می باشد، می ریزند، و بایستی حد اقل 28 روز تا سختی کامل انبار شود. قطعه ریزی بتن آرمه بایستی توسط شرکت های ساختمانی انجام گیرد و سطوح را، بغیر از سطوح اتصال که چسبانده می شوند، با یک لایه مواد مصنوعی می پوشانند. این لایه بتن را از تاثیرات خارجی (روغن) محافظت کرده و همزمان انقباض پایه را در اثر تغییرات رطوبت هوا کاهش می دهد. پس از آن سطوح اتصال بتنی را ریختگی از چربی پاک کرده و دو قطعه را به کمک یک حسب چند ماده ای بهم می چسبانند. مسلح کردن فولادی لازم است تا پایه بتواند نیروهای کششی را نیز تحمل کند.

بدنه های بتن رزین مصنوعی (بتن Polymer، بتن رزین Acryl) همانند بدنه های بتن مسلح دارای دمپینگ بالا و هزینه تولید کمی هستند. در مقایسه با بتن مسلح، بتن رزین مصنوعی دارای محاسن مقاومت کششی بیشتر، مقاومت شیمیایی بالاتر و زمان سخت شدن کمتری (یکساعت) بوده و دیگر اینکه بطور مستقیم توسط سازنده های ماشین های ابزار قابل ساخت می باشد. در بتن رزین مصنوعی، چسب سیمانی توسط رزین های فعال و دانه پودر جایگزین میشود، برای سخت شدن آن با مواد اضافی یک عکس العمل شیمیایی تقویت شده توسط عامل فعال شیمیایی لازم است. ماده چسبی نوع عکس العمل شیمیایی در مقابل مواد خورنده (اسیدها، گازها، روغن معدنی و غیره) را تعیین می کند. در صورت استفاده از (Polymethylmethacrylat) بعنوان ماده چسبی بتن رزین Acryl بدست می آید که دارای حداکثر مقاومت شیمیایی در مقابل اغلب مواد خورنده می باشد.

بدنه ماشین های ساخته شده از چدن خاکستری و فولاد را نیز می توان بعداً با بتن رزین Acryl پر کرد تا مقاومت استاتیکی و دینامیکی آنها افزایش یابد. در شکل ۴-۱۰ یک بدنه از بتن رزین Acryl نمایش داده شده است. این بدنه ریخته نشده بلکه فقط پرشده و سپس توسط ویبراسیون فرکانس بالا متراکم شده است. پس از پرسازی فقط یک سنگ زنی سطوح فلزی لازم می باشد.



شکل ۴-۱۰: بدنه از جنس بتن رزین اکریلی

a- بتن رزین آکریلی

b- راهگاه در جنس چدن خاکستری

c- آهن تخت بعنوان ناودان آب

d- محفظه تحتانی فولادی

e- هسته از جنس Polyurethan

۴-۲-۳ تنش های طبیعی در بدنه ها

تنش های طبیعی وضعیتهای تنشی هستند که در یک پایه بدون تاثیر نیروهای خارجی یا اختلاف درجه حرارت حاکم بوده و در یک وضعیت تعادل قرار دارد.

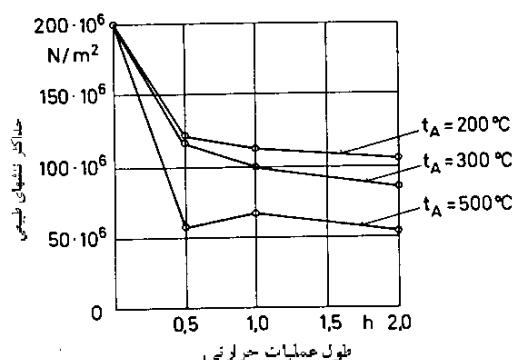
تنشهای ریخته گری باین نحو بوجود می آیند که بخاطر مقاطع غیر مساوی بعضی از قطعات هنگام سرد شدن در محدوده تغییر شکل پلاستیکی و بقیه در محدوده تغییر شکل الاستیکی قرار دارند. قطعات کوچکتر زودتر سرد می شوند، اینها منقبض شده و زودتر از قطعات همجوار با مقاطع بزرگتر سفت شده و در نتیجه بر قطعات پلاستیکی فشار یا کشش اعمال می کنند. انقباض و سفت شدن قطعات با مقاطع بزرگتر، به اینجهت بدون مانع انجام نمی گیرد، زیرا قطعاتیکه زودتر سرد شده اند، مقاومت کرده و در نتیجه در پایه تنشهای کششی و فشاری ایجاد می شود.

تنشهای جوشکاری توسط گرم شدن و سرد شدن غیر یکنواخت پایه هنگام جوشکاری ایجاد می شوند، چون قطعات سردتر در منطقه مذاب از انبساط مذاب مایع جلوگیری می کنند، در حاشیه تنش های فشاری ایجاد شده و هنگام سرد شدن مذاب تنشهای کششی ایجاد می شود، زیرا قطعات مجاور مقاومت می کنند. تنشهای طبیعی هنگام براده برداری نیز ایجاد می شوند. گرمای ایجاد شده توسط عملکرد براده برداری ما بین قطعه و ابزار کار و نیروهای برش موجب تغییر شکلهای پلاستیکی در حاشیه شده و در نتیجه تنشهای طبیعی ایجاد می کنند.

پایه ای که تنشهای طبیعی آن بر طرف نشده است پس از مدتی در يك وضعیت تعادل قرار می گیرد. در اثر ماشینکاری مکانیکی این پایه وضعیت تعادل در اثر جداسازی لایه های تنشی بهم خورده و پایه چنان تغییر شکل پیدا می کند، که در يك وضعیت تنشی طبیعی جدید مجدداً تعادل برقرار می گردد. مدت زمانی سپری می شود تا تغییر شکل پایه خاتمه پیدا کند. اگر توقعات دقت بالا است. بایستی پایه ماشینکاری مجدد بشود.

برای جلوگیری از تغییر شکل پایه هنگام ماشینکاری مکانیکی بایستی تنشهای طبیعی را قبل از ماشینکاری بر طرف نمود، این بخصوص در مورد پایه آن ماشینهای اهمیت دارد که توقعات عملکردی و دقتشان بالا است. تنشهای طبیعی را بطور موثر توسط عملیات حرارتی بر طرف می کنند. در عملیات حرارتی تنش زدائی

پایه را بطور آهسته بین 300°C تا 500°C گرم کرده و این حرارت را تا ۲ ساعت ثابت نگه داشته، سپس پایه را بطور ملایم در کوره سرد می کنند. تاثیر زمان عملیات و درجه حرارت عملیات در شکل ۴-۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۱: تاثیر طول عملیات حرارتی و دمایی عملیات برای از بین بردن تنش های طبیعی در چدن

از این تصویر مشهود است که، حداکثر تنشهای طبیعی پس از حرارت دادن تا 500°C تا حد زیادی از بین رفته اند. در صورتیکه تنشهای طبیعی در حد استحکام ماده باشند. توسط بارگذاری نوسانی یا لرزشی به میزان کمی کاهش پیدا می کنند. در اینصورت اما خطر وقوع شکست وجود دارد. طبق بعضی از بررسیهای انجام گرفته پس از لرزش تغییری در وضعیت تنشهای طبیعی مشاهده نشده است. علاوه بر آن نشان داده شده است که توسط انبار آزاد قطعات ریختگی تنشهای طبیعی کاهش پیدا نکرده است.

۴-۲-۴ برآده برداری، عملیات حرارتی:

پایه ها بایستی چنان طراحی شوند که ممکن باشد آنها را در یک مرحله کاری، ماشینکاری (رنده کاری، فرز کاری یا سنگزنی) نمود. با ماشینکاری جمعی پایه ها می توان هزینه تولید را تا حد زیادی کاهش داد.

تلرانس اندازه ها و اضافات ماشینکاری طبق اندازه های خارجی پایه و طبق گروه مرغوبیت مدل تعیین می شود. برای تولید انبوه از بهترین مدلها و دستگاهها بطور مثال گروه مرغوبیت مدل I استفاده می شود.

برای ابعاد خارجی بین 1000mm تا 2000mm برای گروه مرغوبیت مدل I رهنمودهای زیر معتبرند:

اضافه ماشینکاری 5mm تا 8mm
تولرانس اندازه $\pm 3\text{mm}$

پایه ها با مسیرهای راهگامی ریختگی بطور موضعی سخت کاری سطح () بین $3800[\text{N/mm}^2]$ تا $4200[\text{N/mm}^2]$ می شوند. روش سخت کاری شعله ای یا القایی بکار رفته و پس از سخت کاری مسیر راهگامها سنگ زنی می شوند.

۳-۴ مقاومت بدنه ها:

دقت کاری یک ماشین ابزار قویاً تابع دقت هندسی سطوح راهگامها و سطوح عملکردی و مقاومت استاتیکی و دینامیکی بدنه می باشد.

چنین داریم:

$$K_{st} = \frac{F}{Y}$$

$$K_{dyn} = \frac{\tilde{F}}{\tilde{Y}}$$

K_{st} = مقاومت استاتیکی F = نیروهای استاتیکی
 K_{dyn} = مقاومت دینامیکی $\tilde{F}$ = نیروهای دینامیکی
 Y = تغییر شکلهای استاتیکی $\tilde{Y}$ = تغییر شکلهای دینامیکی (دامنه نوسان)

اگر بارگذاری معلوم باشد، پروفیل‌های بدنه را می توان چنان طراحی نمود که حداکثر مقاومت استاتیکی و دینامیکی ایجاد شود. تعیین نوع پروفیل بدنه در ماشینهای ویژه و خطوط تولیدی ساده است. زیرا شدت و جهت نیروهای موثر معلوم و ثابت اند. در ماشینهای چند هدفه مانند مراکز ماشینکاری، بایستی اما پروفیلها را بر حسب حداکثر بارگذاریهای موجود محاسبه نمود.

۱-۳-۴ مقاومت استاتیکی بدنه ها:

تعدادی از خصوصیات مهم برای مقاومت استاتیکی پروفیل‌های متداول در اشکال ۱۳-۴ تا ۲۱-۴ بطور ساده نمایش داده شده اند.

مقاومت خمشی پروفیل‌های مختلف برای سطح مساوی A و ضخامت مساوی دیوار S در شکل ۴-۱۲ نشان داده شده است.

بارگذاری خمشی پروفیل‌های مختلف							
$A =$ ثابت $s =$ ثابت							
نسبت ممان اینرسی محوری	1:	1:	1:	1:	1:	1:	1:
محوری	1	0,5	0,65	1	1,2	1,4	2

شکل ۴-۱۲: مقاومت خمشی پروفیل‌های مختلف

برای اینکار ممان اینرسی محوری پروفیل‌های مختلف که جوابگوی بارگذاری خمشی هستند محاسبه شده و نسبت به ممان اینرسی پروفیل مربعی توخالی جدول بندی شده اند. پروفیل‌های I شگل قائم دارای حداکثر مقاومت خمشی و پروفیل‌های مستطیل شکل توخالی افقی دارای کمترین مقاومت خمشی هستند. اینها نسبت به نیروهای موثر بطور خوابیده قرار گرفته‌اند.

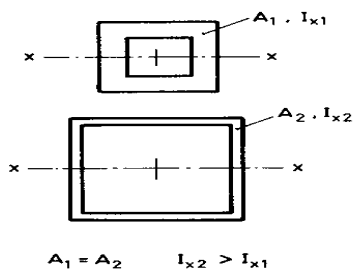
پروفیل‌های مربعی تو خالی بدون پره برای سطح و اندازه های خارجی مساوی اما ضخامت بزرگتر دارای مقاومت خمشی بزرگتری از پروفیل‌های مربعی پره دار می باشند. (شکل ۴-۱۳)

پروفیل	سطح $A [\%]$	ممان اینرسی محوری $I_x [\%]$	نسبت $\frac{I_x}{A} [\%]$
	148	110,5	75,2
	148	143	97,5

شکل ۴-۱۳: مقاومت خمشی پروفیل‌های

بدون پره یا پره دار

پروفیل‌های نمایش داده شده با اندازه های خارجی بزرگتر، با وجود سطوح مساوی دارای مقاومت خمشی بزرگتری از پروفیلها با اندازه های خارجی کوچکتر می باشند. (شکل ۴-۱۴).



شکل ۴-۱۴: مقاومت پروفیلها با ابعاد مختلف

خارجی

A- سطح I_x - ممان اینرسی محوری

تاثیر پره های قائم داخلی بر مقاومت خمشی یک بدنه قائم با پروفیل مربعی در شکل ۴-۱۵

نمایش داده شده است .

پارگذاری خمشی بدنه با سطح مقطع مربعی شکل	صفحه فوقانی (سقف)		محلی اثر نیرو		بدون صفحه فوقانی		با صفحه فوقانی	
	O.K.P.	M.K.P.	M.K.P.	O.K.P.	M.K.P.	O.K.P.	O.K.P.	M.K.P.
نسبت مقاومت خمشی KB	1:	1:	1:	1:	1:	1:	1:	1:
	1	1	1,13	1,14	1,14	1,21	1,32	1,32
مقاومت خمشی وزن $\frac{K_g}{G}$	1	1	0,9	0,76	0,76	0,9	0,81	0,81

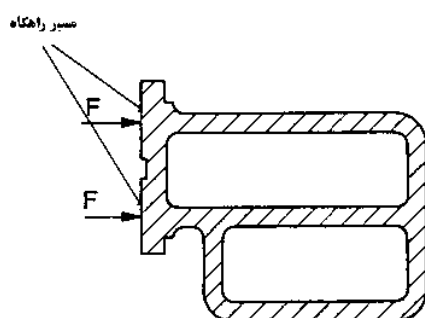
شکل ۴-۱۵: تاثیر پره های عمودی

داخلی

برمقاومت خمشی یک بدنه عمودی

از این بررسی ها نتیجه می شود که مقاومت خمشی بدنه ها توسط پره های داخلی قائم با قبول کمی افزایش وزن افزایش پیدا می کند. مقاومت خمشی نسبت به وزن KB/G اما کاهش دارد. صفحه فوقانی بدنه تاثیری بر مقاومت خمشی ندارد.

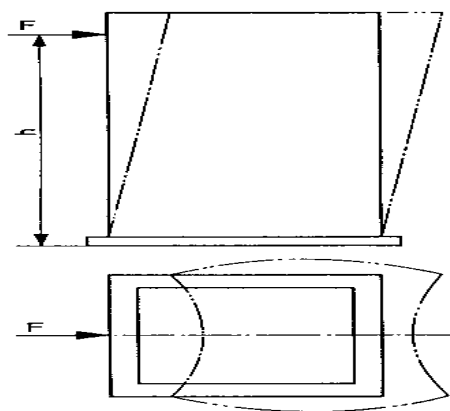
بدنه ها بایستی چنان طراحی شوند که جریان نیرو از پره ها بگذرد. در پروفیلی که در شکل ۴-۱۶ تصویر شده نیروهای موثر در مسیر راهگاهها بر دیوار خارجی و پره های داخلی وارد می آیند.



شکل ۴-۱۶: پره های داخلی واقع در جریان

نیرو

در شکل ۴-۱۷ یک پایه عمودی با پروفیل مربعی شکل نمایش داده شده است.



شکل ۴-۱۷: تغییر شکلهای خمشی یک بدنه قائم

با افزایش فاصله ما بین فلانچ تحتانی و محل تاثیر نیرو (h) تغییر شکلهای خمشی بدنه عمودی افزایش پیدا میکند. به این جهت یک بدنه ای که خوب پره دار شده باشد، خم شده و در یک بدنه ای که پره دار نباشد خمش دیواره های خارجی نیز بآن اضافه میشود (چنانچه در شکل ۴-۱۷ بصورت خط نقطه نشان داده شده است). پره های داخلی افقی بر مقاومت خمشی یک بدنه تاثیر عمودی ندارند. مقاومت پیچشی پروفیل های مختلف برای سطح یکسان A و ضخامت مساوی دیوار S در شکل ۴-۱۸ نمایش داده شده است .

بارگذاری پیچشی پروفیل های مختلف					
A = ثابت S = ثابت					
نسبت مقاومت های پیچشی	1: 1	1: 0,004	1: 0,66	1: 0,8	1: 1,6

شکل ۴-۱۸: مقاومت پیچشی پروفیل های مختلف

برای اینکار ممان اینرسی قطبی پروفیل های مختلف مربوط به بارگذاری پیچشی محاسبه شده و نسبت به ممان اینرسی پروفیل

مربعی شکل توخالی جدول بندی شده است. پروفیل‌های حلقه ای (دایره ای) دارای حداکثر مقاومت پیچشی و پروفیل‌های I دارای حداقل مقاومت پیچشی می باشند. از این جدول مشهود است که پروفیل‌های (باز) دارای چنان مقاومت پیچشی کمی هستند که مناسبت دارد آنها را فقط بر حسب خمش بارگذاری نمود.

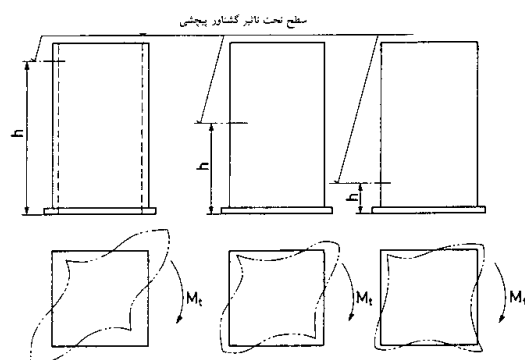
تاثیر پره های داخلی عمودی بر مقاومت پیچشی یک بدنه قائم با پروفیل مربعی در شکل ۴-۱۹ نمایش داده شده است. از این شکل مشهود است که مقاومت پیچشی بدنه توسط پره های ضربدری عمودی بمراتب افزایش پیدا می‌کند.

پارگذاری پیچشی بدنه ها								
	O.K.P.	O.K.P.	O.K.P.	M.K.P.	O.K.P.	M.K.P.	O.K.P.	M.K.P.
نسبت مقاومت پیچشی K_T	1:0,06	1:0,09	1:0,15	1:0,5	1:0,65	1:0,8	1:1,15	1:1,26
مقاومت پیچشی وزن $\frac{K_T}{G}$	0,06	0,07	0,10	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8

شکل ۴-۱۹: تاثیر پره های عمودی داخلی بر مقاومت پیچشی یک بدنه عمودی

با قبول کمی افزایش وزن بدنه توسط پره ها، مقاومت پیچشی نسبت بوزن KT/G افزایش دارد. مقاومت پیچشی توسط پره ها ئیکه به موازات دیوار خارجی قرار دارند، کمی افزایش یافته و صفحه فوقانی بدنه تاثیر نسبتاً مناسبی بر مقاومت پیچشی بدنه دارد.

با بزرگتر شدن فاصله ما بین فلانج تحتانی و محل تاثیر نیروی

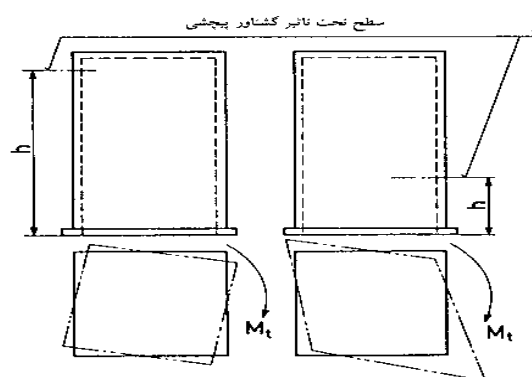


(h) تغییر شکلهای پیچشی بدنه افزایش پیدا می کند. (شکل ۴-۲۰)

شکل ۴-۲۰: تغییر شکل های پیچشی یک بدنه بدون پره بدون صفحه فوقانی

يك بدنه اي كه بخوبي پره دارد شده باشد، تنها مي‌پیچد، اما بدنه بدون پره و بدون صفحه فوقانی پیچیده و علاوه بر آن تغییر شکل مقطع نیز پیدا می‌کند.

شکل ۴-۲۱ يك بدنه بدون پره را با صفحه فوقانی نشان می‌دهد. تغییر شکلهای مقطع در این پایه به مراتب کمتر از پایه بدون صفحه فوقانی است اگر ممان پیچشی در نزدیکی صفحه فوقانی اثر کند، تغییر شکلهای مقطع بسیار کم می‌شود. بررسیها نشان داده اند که مقاومت پیچشی پایه توسط پره های داخلی افقی به مراتب افزایش پیدا می‌کند. توسط بررسیهای فوق نشان داده شده که چگونه مقاومت استاتیکی بدنه ها با انتخاب مناسب پروفیل بدنه و پره ها یعنی توسط اقدامات طراحی مناسب می‌تواند افزایش پیدا کند.



شکل ۴-۲۱: تغییر شکلهای پیچشی يك بدنه بدون پره اما با صفحه فوقانی

۴-۳-۲ مقاومت دینامیکی بدنه ها:

مقاومت دینامیکی بدنه ها طبق رابطه زیر (به بخش ۹-۶ مراجعه شود) محاسبه می‌شود:

$$K_{Dyn} = \frac{K.D.g}{5} = \rho.\omega_0$$

برای فرکانس طبیعی زاویه ای ω_0 و فرکانس طبیعی f روابط زیر معتبرند:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m} \cdot \frac{8}{10}} \quad , \quad f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

- $k_{Dyn}[N/m]$ مقاومت دینامیکی

- $k[N/m]$ مقاومت استاتیکی

- D دمپینگ

- g شتاب زمین

$m[\text{kg}]$ - جرم پایه

$\omega_0[\text{s}^{-1}]$ - فرکانس زاویه ای

ρ - ضریب دمپینگ

$f_0[\text{s}^{-1}]$ - فرکانس طبیعی

از این روابط روشن می‌شود که اگر دمپینگ و مقاومت استاتیکی افزایش پیدا کنند، مقاومت دینامیکی پایه افزایش پیدا می‌کند. توسط اقدامات طراحی مانند انتخاب پروفیل مناسب و پره ها می توان به مقاومت استاتیکی بسیار بالایی رسید، اگر برای اینکار جرم پایه نسبتاً کم بماند، فرکانس طبیعی بالا و در نتیجه مقاومت دینامیکی بزرگی نیز ممکن می‌شود. با انتخاب مناسب مواد (به بخش ۴-۲-۱ مراجعه شود) می توان به خصوصیات دمپینگ خوبی و در نتیجه به عکس العمل دینامیکی خوبی رسید. در صورت لزوم می توان دمپینگ ماشین را توسط سیستم جرمهای کمکی یا بطور مثال سیستمهای دمپینگ یا سیستم جرم - فنر کاهنده (به بخش ۹-۶ مراجعه شود) افزایش داد. موضعی که نیروی محرک در آن اثر می کند، بر فرم ارتعاشات طبیعی، فرکانس طبیعی و دامنه رزنانس تاثیر می گذارد، به این جهت از بررسیهایی انجام گرفته، در ماشینهای فرز عمودی، منحنی رزنانسهای مختلفی نتیجه شده است، وقتی که محرک ارتعاشی مونتاژ شده، بین میله و میز یکبار در جهت عمودی و سپس در جهت افقی اثر داده شده است. طبق گزارش دیگری وقتی تحریک یک پایه قائم در مرکز مقطع (شکل ۴-۲۲) انجام گیرد فقط ارتعاشات خمشی ایجاد می‌شود. اگر نیروی محرک بطور غیر مرکزی اثر کند (شکل ۴-۲۳) در اغلب بدنه های، نمایش داده شده در شکل ۴-۱۵ فرم نوسانات زیر تحریک می‌شود:

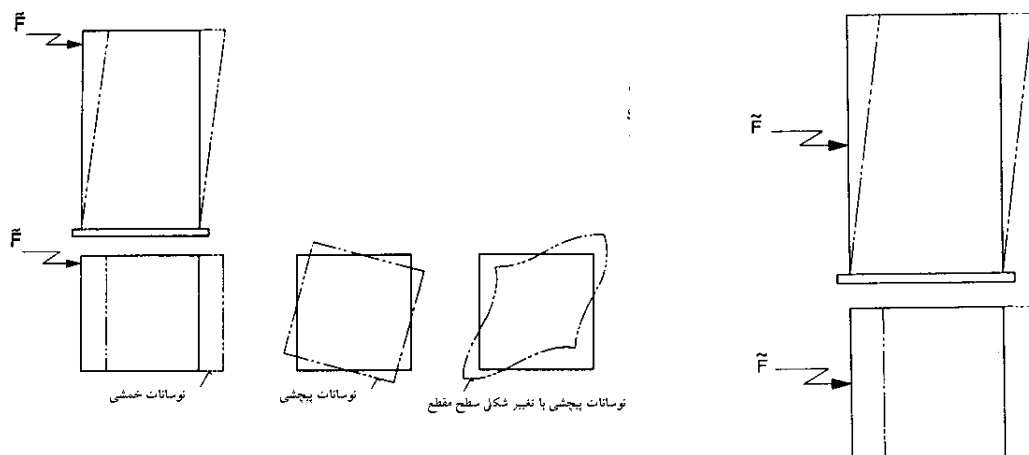
- ارتعاشات خمشی

- ارتعاشات پیچشی

- ارتعاشات پیچشی با تغییر شکل مقطع

تنها بدنه ها با پره های ضربدری عمودی، همینطور بدنه هایی که دارای پره های داخلی افقی بوده و بک صفحه فوقانی داشتند استثناء بودند. در این بررسیها فرکانسهای طبیعی زیر بدست آمده اند:

- فرکانسهای طبیعی خمشی حدود $\sim 450 \text{ Hz}$
- فرکانسهای طبیعی در ارتعاش پیچشی خالص حدود $\sim 1300 \text{ Hz}$
- فرکانس طبیعی ارتعاشی پیچشی با تغییر شکل مقطع حدود $\sim 450-750 \text{ Hz}$



شکل ۴-۲۳: نوع

شکل ۴-۲۲: نوع نوسانات خمشی یک بدنه عمودی

نوسانات پیچشی و خمشی با تغییر شکل سطح

مقطع

یک بدنه عمودی

بدنه با پره های مناسب مقاومت استاتیکی بالاتری دارند، اما همزمان دارای جرم بیشتری هستند. بطوریکه نسبت K/m در این بررسیها تقریباً ثابت میماند. به این جهت در کلیه بدنه ها تقریباً فرکانس طبیعی خمشی یکسانی اندازه گیری شده است. در بدنه ها با دیوارهای جانبی نازک و بدون پره نوسانات صفحه ای ایجاد می شود. با افزایش تعداد پره ها در دیوارهای جانبی فرکانس رزونانس افزایش پیدا کرده و از تعداد مواضع رزونانس کاسته می شود.

در بدنه ها با دیوارهای جانبی نازک و بدون پره، بخصوص یک بدنه جوشکاری شده انواع نوسانات بیشتری ایجاد می شود، که با

انتشار صدا همراه بوده و بعنوان ارتعاشات صفحه ای شناخته می‌شوند.

۴-۳-۳ محاسبات قطعات بدنه به کمک روش اجزاء محدود

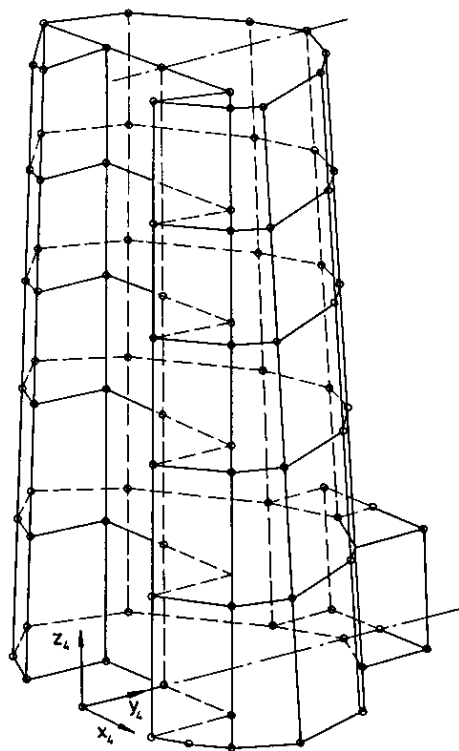
با افزایش خواسته ها از ماشینهای ابزار، محاسبه حداکثر مقاومت استاتیکی قطعات بدنه در مرحله طراحی لازم است. قطعات با فرم هندسی نسبتاً ساده را می‌توان بطور تحلیلی به کمک مقاومت مصالح محاسبه نمود، بدنه ماشینهای ابزار اغلب دارای چنان شکل پیچیده ای هستند که این روشها را دیگر نمی‌توان بکار برد.

با امکان استفاده از روش اجزاء محدود و کاربرد ماشینهای محاسباتی، محاسبه قطعات بدنه پیچیده در چهارچوب زمانی مناسب امکان پذیر شده است.

فکر اصلی در این روش این است که يك قطعه پیچیده را به تعدادی واحدهای هندسی ساده تر (اجزاء محدود) تقسیم می‌کنند، این تقسیم بندی تابع فرم قطعه و تابع نوع بارگذاری قطعه می‌باشد، يك پایه قائم را می‌توان بطور مثال به گروههای زیر تقسیم بندی نمود:

- دیوارهای جانبی
- پره های افقی
- صفحه تحتانی
- پره های عمودی
- صفحه فوقانی
- مسیرهای هدایتی

هر گروه توسط تعدادی اجزاء یا فرم هندسی ساده تر، مانند استوانه، مربع، هرم و غیره نمایش داده شده و در سطوح داخلی و خارجی اجزاء مواضع گره تعریف می‌شود. شکل ۴-۲۴ بدنه قائمی را که به کمک این روش بواحدهای ساده تری تقسیم شده، نشان می‌دهد، با تعیین قابلیت تغییر شکل در سه جهت مختصاتی در مواضع گره، می‌توان وضعیت تنشی و ازدیاد طول قطعات را تعیین نمود. با توجه به ارتباط هر يك از اجزاء با هم می‌توان باتغییر پره ها، ضخامت و فرم، مقاومت استاتیکی ایده آل بدنه را برای وزن داده شده تعیین نمود.



شکل ۴-۲۶: نمایش ساده شده یک بدنه عمودی

راهگاهها

قسمتهای مختلف تشکیل دهنده ساختمان يك ماشین ابزار عبارتند از بدنه (انواع پایه ها، ستونها، بسترها و ...) و راهگاهها (بصورت میزها، کشوها و لغزنده های دارای حرکت مستقیم الخط) تکیه گاههای شافتهای، سیستم محرك و سیستمهای کنترل.

راهگاههای هدایت مستقیم الخط میزها، سوپرت ها، لغزنده ها یا کشوها و تکیه گاهها از جمله مهمترین اجزاء ساختمانی واقع در مسیر جریان نیروها در يك ماشین ابزار هستند، زیرا دقت حرکات (حرکت پیشروی و حرکت تراش) و انحراف از میزان حرکات از قبل تعیین شده بر دقت نتایج کاری ماشین تاثیر بسزائی دارند. به این جهت بدون وابستگی به نوع سیستم راهگاه (بند ۵-۱) وظائف و خواسته هایی در مورد طراحی آنها مطرح می باشد. وظائف اصلی سیستم راهگاهها و تکیه گاهها عبارتند از :

- هدایت دقیق قطعه کار یا ابزار و همزمان با آن
- جذب نیروهای خارجی (نیروهای پروسه کاری و نیروی وزن و ...)
- مهمترین خواسته ها و عوامل مهم موثر بر طراحی به منظور تحقق وظائف فوق عبارتند از:

۱- دقت هندسی و سینماتیکی: موقعیت واحد هدایت شده بایستی بطور کامل قابل تعیین و قابل حفظ باشد.

۲- استحکام : اجزاء بایستی متناسب با عملکرد مورد نظر محاسبه شده باشند.

و نیروهای خارجی را با اطمینان تحمل کنند، یعنی تحت تاثیر آنها موقعیت خود را حفظ نمایند تا تحت تاثیر بارگذاریها

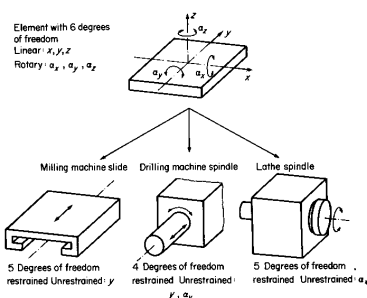
تغییر شکل ناخواسته ایجاد نشده و با واژگون یا کج نشده و ازجا بلند نشوند. واژگونی یا بلندی یک طرفه را باین صورت می توان مانع شد که نسبت طول سطح راهگاه به عرض آن، حد امکان زیاد باشد، در این ارتباط رهنمود تجربی $l/b \geq 2$ توصیه شده است. علاوه بر این در مورد شکل دهی - راهگاهها و اجزاء آنها خواسته های زیر اضافه می شود: موقعیت و موضع مناسب نسبت به فضا کاری، محافظت در مقابل نفوذ براده و سایر صدمات، دفع بدون مانع براده ها و اینکه نقطه اثر نیروی پیشروی نزدیک به مرکز ثقل نیروهای پروسه کاری، نیروی اصطکاک و نیروهای گرمی باشد.

۳- تلرانس و لقی، اصطکاک و سائیدگی: سائیدگی تا حد ممکن کم باشد و در صورت وجود بسادگی قابل تنظیم و قابل اصلاح باشد
۴- روغنکاری: توسط مواضع روغنکاری مناسب که براحتی در دسترس هستند بخوبی قابل روغنکاری باشد.

۵- قابلیت دمپینگ عمود و بموازات سطح لغزش وجود داشته باشد این خواسته ها بر حسب مورد کاربرد از درجه اهمیت مختلفی برخوردار می شوند. به این جهت هنگام انتخاب روش هدایت در انواع راهگاهها و نوع هندسه مسیر حرکت از اهمیت متفاوتی برخوردار می شوند.

۵-۱ انواع راهگاهها

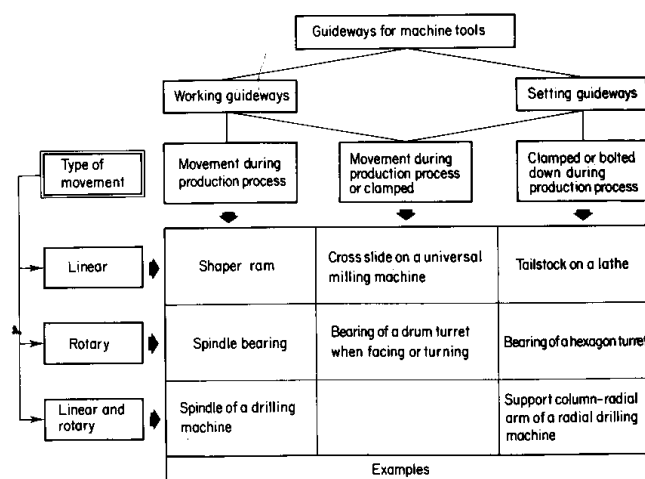
تعداد درجه آزادی در راهگاهها متناسب بامسئله هدایتی انتخاب می شود. با توجه به تعداد درجه آزادی اجزاء راهگاههای یک ماشین یک امکان تقسیم بندی راهگاهها بصورت (شکل ۵-۱) نوع حرکت خطی، نوع حرکت دورانی و ترکیب آن دو، فراهم می شود.



شکل ۵-۱: درجه آزادی اجزاء هدایت شده در یک

ماشین ابزار

نوع تقسیم بندی دیگر به این صورت ممکن است که ببینیم آیا در حین براده برداری حرکت انجام می گیرد یا نه. در حالت اول از راهگاههای متحرك" و در حالت دوم از "راهگاههای تنظیمی" صحبت می کنند. (شکل ۵-۲)



شکل ۵-۲ : راهگاهها و تکیه

گاهها

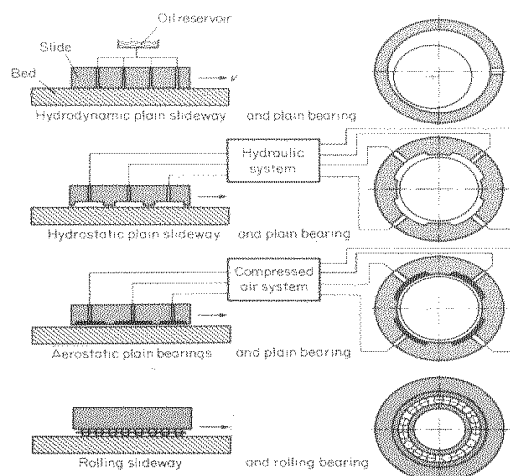
برای ماشین های ابزار

راهگاههای تنظیمی به منظور تعیین موقعیت اجزاء ماشین قبل یا بعد از روند ماشینکاری اصلی بکار می روند. بطور مثال: راهگاه دستگاه مرغک برای تعیین موقعیت دستگاه مرغک. وقتی دستگاه مرغک در موضع صحیح خود تنظیم شد، آن را در این موقعیت ثابت می کنند و در طول براده برداری دیگر موقعیت آن را تغییر نمی دهند. در بسیاری از

موارد یک سیستم راهگاه هر دو وظیفه نام برده را بعهده دارد. راهگاههای متحرك راهگاههایی هستند که در طول براده برداری حرکت می کنند

(مثل میز کار)

راهگاههای متحرك را به دونوع "لغزشی" و "غلتي" تقسیم کرده اند (شکل ۵-۳)



شکل ۳-۵: شماتیک انواع راهگاهها و تکیه گاههای بکاررفته در ماشین های ابزار

در راهگاهها و تکیه گاههای لغزشی، اجزائی که نسبت بهم حرکت دارند را توسط یک لایه روغن بطور کامل یا بطور ناقص از هم جدا میکنند. در تکیه گاهها و راهگاههای غلتی این جداسازی توسط ساچمه انجام میگیرد.

در راهگاههای لغزشی بر حسب نوع سیستم روغنکاری (ساختار لایه روغن) و نوع ماده روانکاری تفاوتی زیر پیدا میشود (شکل ۵-۳):

راهگاهها و تکیه گاههای هیدرودینامیکی، هیدرواستاتیکی، آئرواستاتیکی و آئرواستاتیکی.

در راهگاههای هیدرودینامیکی ماده روانکاری بدون فشار یا فقط با فشار کمی به محل تماس بین میزو بستر یا شافت و پوسته تکیه گاه هدایت می شود. لایه روغن توسط همراه بردن روغن و به کمک حرکت نسبی اجزاء راهگاه بطور خودکار ایجاد می شود. در نوع هدایت لغزش آئرواستاتیکی نیز اساس کار همین است. فقط به جای روغن از ماده هوا استفاده میشود. در سیستمهای هیدرواستاتیکی و آئرواستاتیکی لایه روغن (یا هوا) بطور دائم و توسط یک سیسم فشار خارجی تامین میشود.

۲-۵ راهگاهها و تکیه گاههای هیدرودینامیکی

در محدوده ماشینهای ابزار امروزه راهگاههای روانکاری شده به روش هیدرودینامیکی، در انواع ساختمانی مختلف، بیشترین

کاربرد را پیدا کرده اند. دلائل آن قابلیت دمپینگ بالا، میزان دقت مناسب، استحکام خوب و بالاخره با وجود خصوصیات عملکردی خوب ارزانی آنها است. بخاطر روشهای تولید جدید همراه با استفاده از مواد مصنوعی زحمت طراحی و تولیدی آنها نیز کمتر شده است.

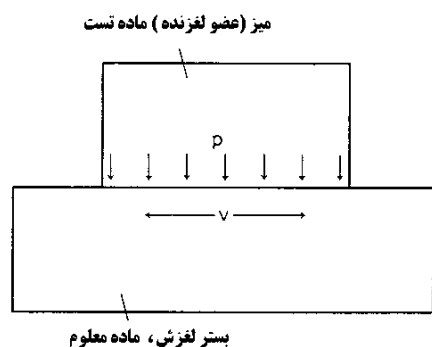
چنانچه ذکر شد در راهگاههای هیدرودینامیکی دو سطح که روغنکاری شده اند روی یکدیگر می‌لغزند (شکل ۵-۴) برای زوج کردن سطوح از مواد، چدن خاکستری، فولاد سخت کاری شده یا نشده و مواد مصنوعی استفاده می‌شود. مواد به ویژه عبارتند از:

GG/GG، GG/برنز، برنز/ فولاد سخت کاری شده، GG/مواد مصنوعی، GG/لایه فلزی پاشیده شده و فولاد/ مواد مصنوعی.

چون سائیدگی همیشه در جزء کوچکتر ساده تر قابل اصلاح می‌باشد، بهتر است سائیدگی در این گونه اجزاء (میز، کشو و...) ایجاد بشود. به این جهت بایستی زوج مواد بطور مناسب انتخاب شوند. اصولاً در ماده سخت تر میزان سائیدگی کمتر است. به این جهت معقول این است که برای جزء "راهگاههای" ثابت از ماده مقاوم در مقابل سائیدگی استفاده بشود. اما چون در این صورت نمی‌توان بطور مثال یک بدنه کامل را از مواد گران قیمت ساخت، این خواسته مقاومت بیشتر را:

الف: توسط سخت کاری قسمت سطح مورد نظر در بدنه های GG و یا
ب : توسط پیچ کردن یا چسباندن لایه های سخت کاری شده فولادی (پرداخت شده)
تحقق می‌بخشند.

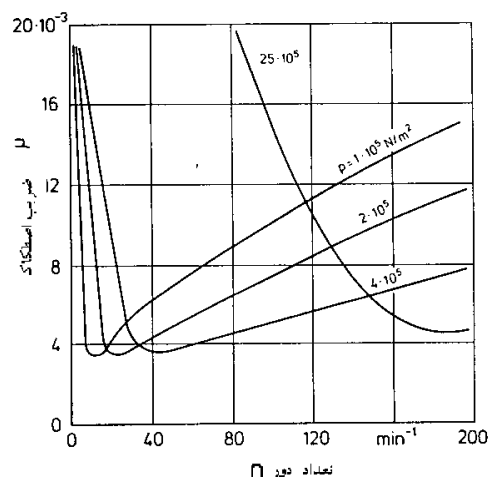
برای تعیین مناسب ترین زوج بر حسب مورد مهمترین خصوصیات زوج ها را از قبیل: ضریب اصطکاک، سائیدگی و فشار سطحی برای شروع خوردگی را مورد بررسی قرار می‌دهند. به این لحاظ باختصار به معرفی نتایج کسب شده در این بررسیها می‌پردازیم.



شکل ۵-۴: نمایش عضو لغزنده - بستر لغزش

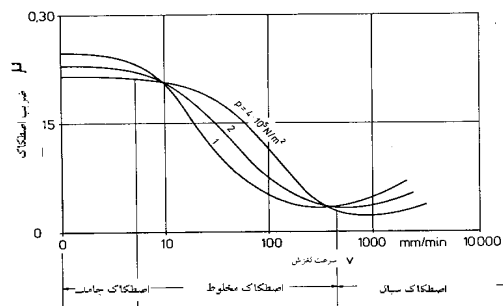
ضریب اصطکاک :

R. Stribeck در سال ۱۹۰۲ در برلین آزمایشهایی با یاتاقانهای لغزشی از جنس چدن انجام داده است. او تابعیت ما بین ضریب اصطکاک μ و سرعت لغزشی (برای حرکت دورانی با دور n) را برای فشارهای سطحی P (بعنوان پارامتر) مختلف بررسی کرده است ، (شکل ۵-۵) .



(شکل ۵-۵): نمایش ضریب اصطکاک تابع تعداد دور در فشار های سطحی مختلف طبق Stribeck

مشخصه کلیه این منحنی ها ضریب اصطکاک بالا در شروع حرکت (ضریب اصطکاک استاتیکی)، کاهش سریع تا حد یک مینیمم و باز افزایش ملایم آن بود. بعداً منحنی های مشابهی در بررسیهای ضرائب اصطکاک راهگاههای لغزشی بدست آمد. (شکل ۵-۶)



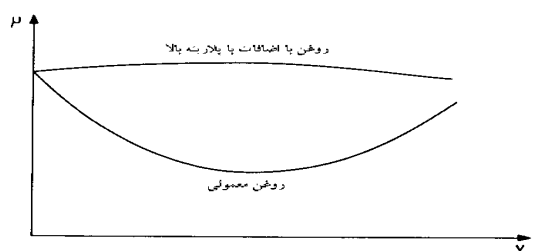
شکل ۵-۶: نمایش ضریب اصطکاک تابع سرعت لغزش برای فشارهای سطحی مختلف

مسیر ضریب اصطکاک را می توان در هر منحنی به سه بخش سرعت لغزشی تقسیم نمود:

- اصطکاک جسم جامد در شروع حرکت (اصطکاک خشک)
- اصطکاک سیال از یک سرعت لغزشی معین به بالا
- اصطکاک مخلوط در محدوده ما بین اصطکاک جسم جامد و اصطکاک سیال.

در اصطکاک جسم جامد ضریب اصطکاک تغییر نکرده و دارای مقدار ضریب اصطکاک استاتیکی است ، برای اصطکاک سیال خالص قانونمندیهای هیدرودینامیکی معتبرند، که طبق آنها اصطکاک با افزایش سرعت لغزش افزایش پیدا می کند، به این جهت اصطکاک سیال خالص در نقطه ای آغاز می شود که ضریب اصطکاک به مقدار مینیمم خود می رسد.

در محدوده های اصطکاک جسم جامد و اصطکاک سیال، ضریب اصطکاک μ با افزایش بار گذاری، بزرگتر میشود، (شکل ۵-۶). ماده روغنکاری نیز بر ضریب اصطکاک اثر می گذارد، روغنها با اضافه های دارای خاصیت پلاریزه بالا موجب ضریب اصطکاک تقریباً ثابتی در امتداد سرعت لغزشی می شوند. (شکل ۵-۷)



شکل ۵-۷: نمایش ضریب اصطکاک تابع سرعت برای روغنهای مختلف

در محدوده کاهش منحنی اصطکاک می تواند یک عدم تعادل دینامیکی که توسط یک حرکت لغزشی - توقف (Stick-Slip) مشخص می شود، ایجاد شود، به اینجهت روغنها با اضافات دارای خاصیت پلاریزه بالارا بمنظور کاهش خطر Stick-Slip* بکار می برند.

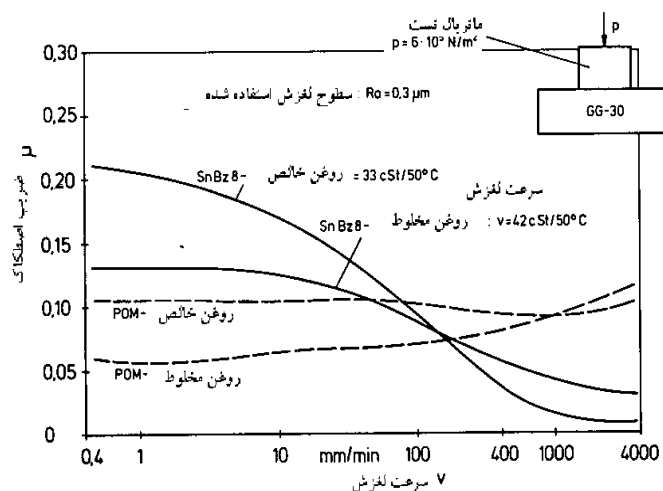
چون شناخت مسیر ضریب اصطکاک در امتداد سرعت لغزش برای طراح ضروری می باشد، این منحنی ها در اشکال ۵-۸ تا ۵-۱۱ برای

* منظور از حرکت Stick-Slip حرکتی است که لغزش و توقف بطور متناوب با دامنه های کوتاه اما فرکانس بالا تکرار می شود.

طراحی ماشینهای ابزار

زوجهای مهم طبق جدید ترین بررسیهای (از سال ۱۹۷۶) انجام گرفته نمایش داده می شوند.

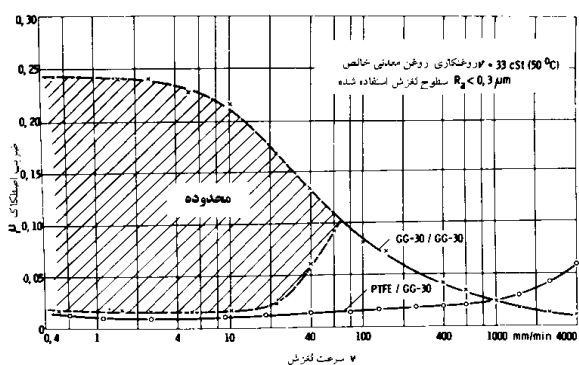
شاخه منحنی های فوقانی برای یک زوج مربوط به نیروی اصطکاک استاتیکی هنگام تبدیل حالت چسبندگی به لغزش می باشد، شاخه منحنی های تحتانی مربوط به نیروی اصطکاک هستند. که تحت آن میزدر حالت (لغزشی) برگشت باز متوقف می شود.



شکل ۵-۸: نمایش ضریب اصطکاک

تابع سرعت لغزش برای زوج چدن /برنز/

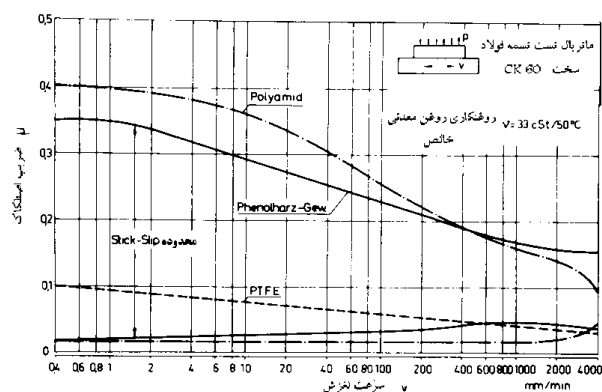
Polyoxymethylen= POM



شکل ۵-۹: نمایش ضریب اصطکاک تابع

سرعت لغزش برای زوج چدن / چدن و چدن/ Teflon برای فشار سطحی

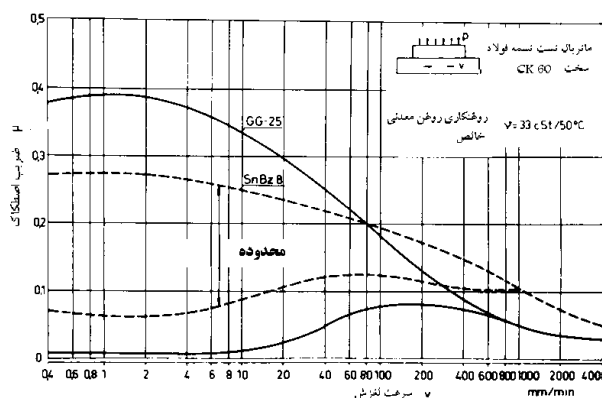
$6 \times 10^5 \text{ [N/m}^2 \text{]}$



شکل ۵-۱۰: نمایش ضریب اصطکاک

تابع سرعت لغزش برای زوج تسمه فولاد سخت / مواد مصنوعی برای فشار

سطحی $10 \text{ [N/m}^2 \text{]} \times 7.33$



شکل ۵-۱۱: نمایش ضریب اصطکاک تابع
 سرعت لغزش برای زوج تسمه فولادی سخت
 برنز برای
 فشار سطحی $7.33 \times 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$

نتایج بررسیهای نامبرده را می توان چنین جمع بندی نمود:
 ۱- از کلیه زوجهای بررسی شده، تنها دو ماده مصنوعی در زوج با
 چدن یا با فولاد در امتداد سرعت لغزش دارای ضریب اصطکاک
 ثابت بوده و بنابراین تمایل به Stick-Slip نداشته اند. این
 مواد عبارتند از:

Polyoxymethylen که هنوز تحت نامهای POM، Azetalharz، Biplast 2، Delrin و Hostaform معروف است،

- Polytetrafluorathylen، که هنوز تحت نامهای PTFE و Teflon معروف است .
 علاوه بر دو ماده نامبرده امروزه دو ماده دیگر نیز شناخته
 شده اند که تمایلی به Stick-Slip ندارند: Epoxidharz ، SKC3 .
 کلیه سایر زوجها مانند چدن / برنز، چدن / چدن، چدن / تسمه فولادی
 سخت کاری شده، برنز / تسمه سخت کاری شده، همینطور زوجهای چدن
 یا فولاد با سایر مواد مصنوعی تمایل به Stick-Slip دارند.

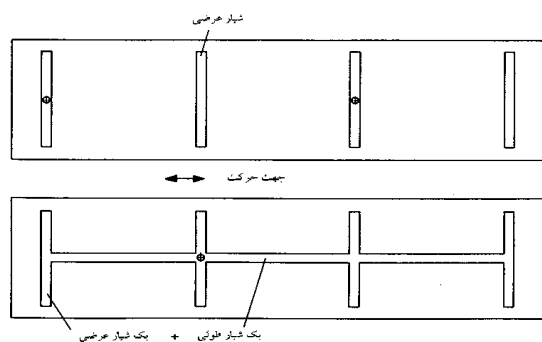
۲- از کلیه زوجهای بررسی شده مواد مصنوعی نامبرده دارای
 کوچکترین ضریب اصطکاک می باشند که تقریباً در امتداد سرعت
 لغزش تغییر نکرده و برابرند با :

- در زوج Polyxymethyten / چدن، برای فشار سطحی $6 \times 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$ و روغنکاری
 با روغن : $\mu \approx 0.1$

طراحی ماشینهای ابزار

- و زوج Polytetrafluorathylen/چدن ، برای فشار سطحی $6 \times 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$ و روغنکاری با روغن: $\mu \approx 0.15$

نوع شیار روغنکاری نیز بر ضریب اصطکاک تاثیر دارد. در سرعتها، فشار سطحی و غلظت روغن مساوی مسیرهای راهگاههایی که فقط دارای شیارهای عرضی هستند، ضرائب اصطکاک کوچکتری از خود نشان داده اند تا مسیرهای راهگاه با شیارهای عرضی که توسط یک شیار طولی به هم متصل شده اند. (شکل ۵-۱۲)



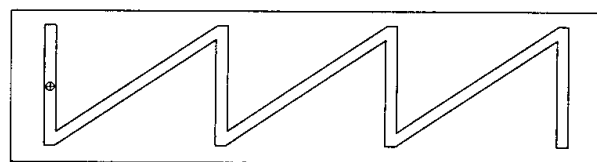
شکل ۵-۱۲: نمایش شیارهای عرضی

(شکل فوقانی)

و نمایش شیارهای طولی بهم متصل

شده اند (شکل تحتانی)

علت آن این است که تاثیر هیدرودینامیکی توسط شیار طولی کاهش پیدا میکند، زیرا روغن مسیر کمترین مقاومت را انتخاب کرده و به جای جریان از یک شیار به شیارهای عرضی دیگر، مسیر مستقیم شیار طولی را انتخاب می‌کند. در بعضی از موارد تاثیر هیدرودینامیکی در نوع راه حل تنها با شیارهای عرضی آنقدر زیاد است که میز را در سرعتهای لغزش بالا بلند می‌کند، که این می‌تواند برای بعضی از ماشینکاریهای دقیق مناسب نباشد. در اینگونه موارد راه حل ترکیب شیارهای عرضی و شیارهای مورب انتخاب می‌شود (شکل ۵-۱۳).



شکل ۵-۱۳: نمایش ترکیب شیارهای

عرضی

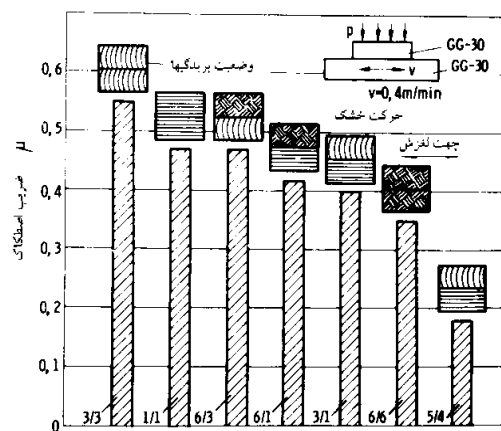
و شیارهای مورب

در این راه حل شیارهای عرضی روغنکاری هیدرودینامیکی راتامین می کنند، و شیارهای مورب مانع این می شوند که تاثیر هیدرودینامیکی به میزانی افزایش یابد که میز را بلند کند.

نوع ماشینکاری سطح نیز بر ضریب اصطکاک تاثیر دارد، در آزمایش ها با زوجهای معین (چدن خاکستری روی چدن خاکستری) حرکت خشک و انواع مختلف ماشینکاری سطح، سطح زبرتر ضرائب

اصطکاک کوچکتری از سطوح ظریف از

خود نشان داده اند. (شکل ۵-۱۴)



روش کار	Ra (μm)
پرداخت محیطی	0.6
پرداخت پیشانی	0.3
صفحه تراش ظریف	1.6
فرزکاری ظریف	2.2
شابرزنی	0.9

شکل ۵-۱۴: نمایش تاثیر نوع پرداخت کاری سطح بر عکس العمل اصطکاک برای فشار

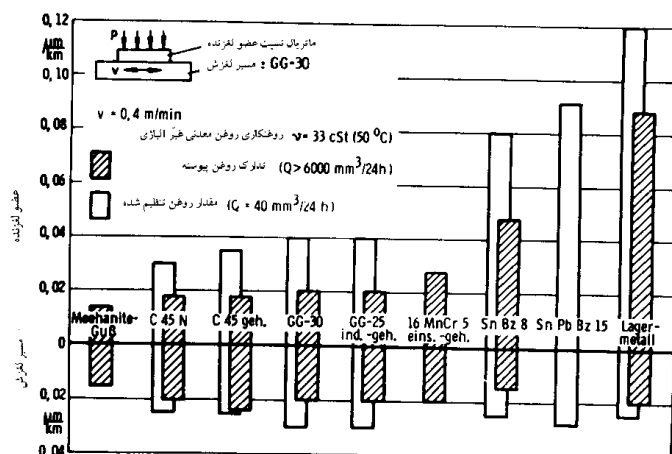
سطحی $4 \times 10^5 [N/m^2]$

سائیدگی:

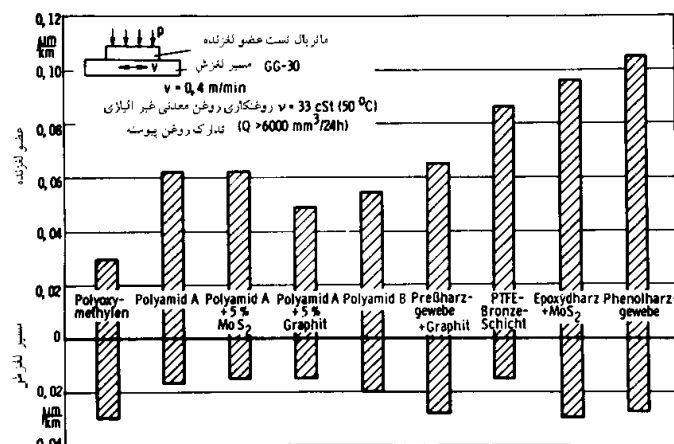
میزان سائیدگی در مسیرهای راهگاهی تابع : فاصله لغزش ، نوع زوج ، فشار سطحی ، سرعت لغزش ، نوع ماشینکاری سطوح ، غلظت روغن و میزان روغن می باشد، سائیدگی نسبی بعنوان نسبت سائیدگی به $[\mu m]$ و فاصله لغزش به $[km]$ برای زوجهای مختلف در اشکال ۵-۱۵ و ۵-۱۶ و ۵-۱۷ نمایش داده شده اند.

از کلیه زوجهای بررسی شده زوجهای GG/GG ، C45/GG سخت کاری شده و Polyoxymethylen/GG دارای کمترین میزان سائیدگی در هر دو مسیر حرکت می باشند.

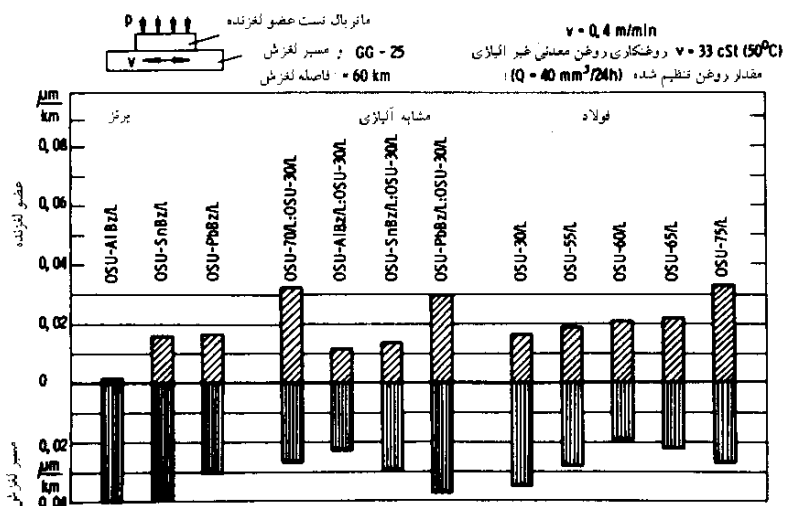
برمبنای اشکال ۵-۱۵ و ۵-۱۶ و ۵-۱۷ مقادیر در جدول ۵-۱ برای کلیه فاصله لغزش بطول 70km تدوین شده است .



شکل ۵-۱۵: نمایش عکس العمل سائیدگی زوج چدن خاکستری در مقابل چدن خاکستری، فولاد برنز و فلز یاتاقانی برای فشار سطحی $4 \times 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$



شکل ۵-۱۶: نمایش عکس العمل سائیدگی زوج چدن خاکستری در مقابل مواد مصنوعی برای فشار سطحی $4 \times 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$



شکل ۵-۱۷: نمایش عکس العمل لایه پاشیده شده فلزی روی برنز در زوج با چدن خاکستری برای فشار سطحی $10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$

زوج ماتریال تست GG/	فاصله لغزش $0 \text{ km}; p = 4 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ سائیدگی $[\mu\text{m}]$	
	در مسیر لغزش از جنس چنانچه سائیدگستری	در عضو لغزنده از جنس ماتریال تست
GG30/GG30	1,5	1,5
GG30/C45 geh.	1,5	1,5
GG30/Polyoxymethyl.	2	2
GG30/فلز پائانی	1,5	6
GG30/Polyamid	1,3	4
GG30/PTFE	1,3	6
GG25/OSU-SnBz/L	2,8	0,8

جدول ۵-۱: سائیدگی در زوجهای مختلف μm برای يك فاصله حرکت لغزشی میز به طول

20 Km

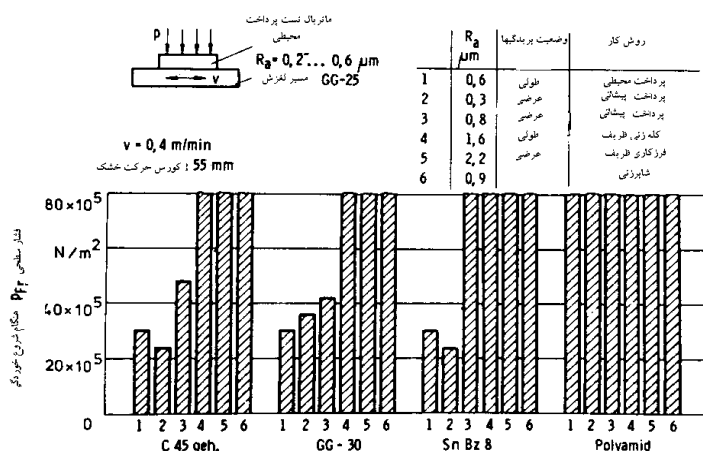
شروع خوردگی:

فشار سطحی برای شروع خوردگی برای زوجهای مختلف و انواع مختلف ماشینکاری سطوح در اشکال ۵-۱۸ و ۵-۱۹ نمایش داده شده است.

از این بررسیها چنین نتیجه شده است که برای کلیه مواد مصنوعی که با چدن یا فولاد در حرکت خشک زوج شده بودند، حتی برای فشار سطحی 80bar، خوردگی مسیر لغزشی ظاهر نشده است.

در زوج چدن /چدن وقتی مناسبترین شرایط فراهم است که دو مسیر راهگاه شایکاري شده یا

يك مسیر فرزکاری ظریف و دیگری بطور ظریف تراشکاری شده باشد.



شکل ۵-۱۸: فشار سطحی هنگام شروع خوردگی برای زوج های مختلف و پرداخت کاری مختلف سطوح هر بار پس از ۴ کورس دابل به میزان $6 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ افزایش داده شده است.

شکل ۵-۱۹: فشار سطحی هنگام شروع خوردگی برای انواع مختلف پرداخت کاری سطوح بعد از چهار کورس دابل به میزان $6 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ افزایش داده شده است.

جمع بندی

راهگاههای لغزشی در زوج چدن خاکستری / چدن خاکستری، چدن خاکستری / فولاد یا چدن

خاکستری/ برنز توقعات امروزی از ماشینهای ابزار را برآورده نمی کنند، زیرا در سرعتهای پائین اصطکاک مخلوط ایجاد می شود. سرعتهای پیشروی غیر مساوی، سائیدگی مسیرهای لغزشی و افزایش درجه حرارت، پی آمدهای آن می باشند.

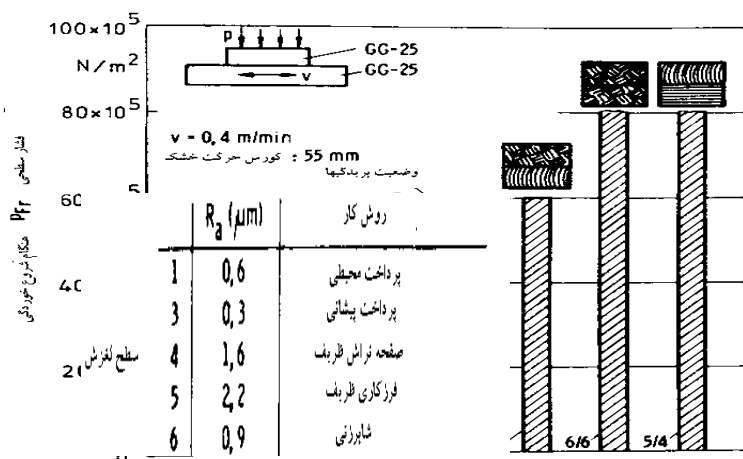
مواد مصنوعی Skc3, Epoxidharz, (POM) Polyoxymethylen در زوج با چدن یا با فولاد یک ضریب اصطکاک یکنواخت و کم در امتداد سرعت لغزش از خود نشان می دهند و به اینجهت تمایلی به لغزش Stick-Slip ندارند، اما میزان سائیدگی بالا است و بنابراین قابل توصیه نیستند.

کلیه مواد مصنوعی دارای خصوصیات حرکت بحرانی خوبی هستند بررسیها نشان داده اند که در کلیه مواد مصنوعی که با چدن یا با فولاد در حرکت خشک زوج شده اند، حتی با وجود فشار سطحی بیش از 80bar بدون خوردگی مسیر لغزشی بوده اند.

سه روش برای ایجاد پوسته مواد مصنوعی روی قطعات لغزشی وجود دارد:

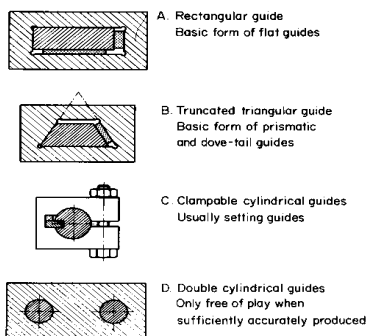
- روش ریخته گری یا تزریق
- روش بتونه کاری
- چسباندن لایه های مواد مصنوعی

در کلیه موارد بایستی توجه شود که لایه های مواد مصنوعی نازک باشند (کمتر از 2mm) تا فنریت لایه لغزش مواد مصنوعی بخاطر ضریب الاستیسیته کم ($E = 32.000 \times 10^5 \text{ N/m}^2$) زیاده از حد بزرگ



نشود. مواد مصنوعی روی قطعاتی لغزشی متحرک یعنی روی میز ایجاد می شوند، (شکل ۵-۴)، نه روی مسیر لغزش (بستر یا پایه) تا از آسیب دیدن مسیرهای باز توسط براده یا قطعات سخت جلوگیری بعمل آید. همچنین بایستی توجه نمود که لغزنده ها بدون عیب کار کنند. تا براده های فلزی بداخل نفوذ نکرده و بداخل مسیرهای پلاستیکی فرو روند.

۵-۲-۱ اجزاء ساختمانی راهگاههای هیدروپنوماتیکی و خصوصیات طراحی آنها
فرمهای اصلی هندسی اجزاء ساختمانی راهگاهها از شکل مستطیل، مثلث یا دایره (شکل ۵-۲۰) نتیجه شده اند. برای تنظیم لقی راهگاهها معمولاً از لبه های انطباق استفاده می شود.

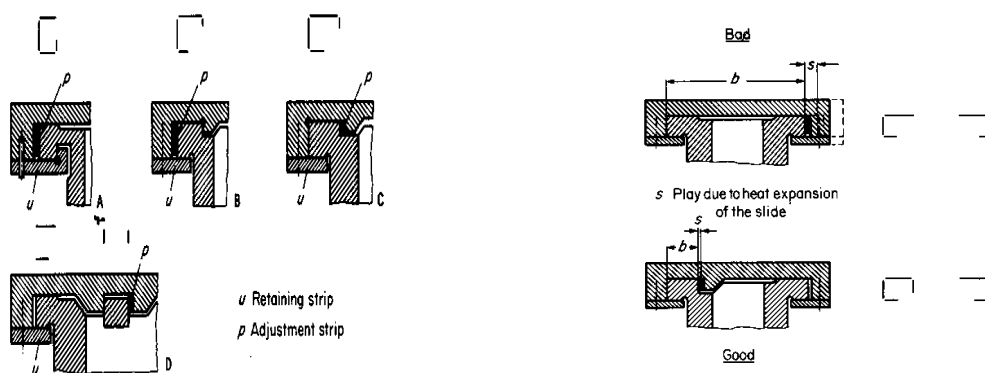


شکل ۵-۲۰: اشکال اصلی هندسی مبنای ساخت

انواع راهگاههای بکار رفته در ماشینهای
ابزار

اشکال هندسی نشان داده شده در شکل فرمهای اولیه برای طراحی سطوح راهگاهها می باشند. متداول ترین نوع بکار رفته راهگاه نوع تخت است. زیرا براحتی قابل ماشینکاری بوده و مقاومت آن زیاد است. بمنظور هدایت جانبی مطمئن میز، بایستی از راهگاههای بااصطلاح "باریک" استفاده نمود (پائین شکل ۵-۲۱). فاصله b نشان داده شده بایستی تا حد ممکن کوتاه باشد تا از گیر کردن گوشه های میز و تاثیرات بیشتر حرارت بر میزان لقی جلوگیری بعمل آید. طبق شکل ۵-۲۱ میزهایی که مجهز به سطوح پهنتر بوده اند، در صورت گرم شدن (بطور مثال در اثر براده های دائمی که روی میز باقی می ماند)، لقی بزرگتری نسبت به میزهایی که توسط راهگاههای باریک هدایت شده اند، داشته اند. در شکل ۵-۲۲ چند راه حل ممکن برای طراحی "راهگاههای باریک" نشان داده شده است. راه حل A دارای لبه های پیچیده تری بوده

و سختی قابل انطباق می باشد. علاوه بر این ماشینکاری سطوح هدایت روی بستر، بخاطر عدم امکان دسترسی مناسب مشکلاتی به همراه دارد. در مقایسه اما، سطوح هدایت بستر در راه حل های B و C ساده تر قابل ماشینکاری می باشند، زیرا از دو طرف قابل ماشینکاری هستند.



شکل ۵-

شکل ۵-۲۱: راهگاه تخت با و یا بدون رعایت

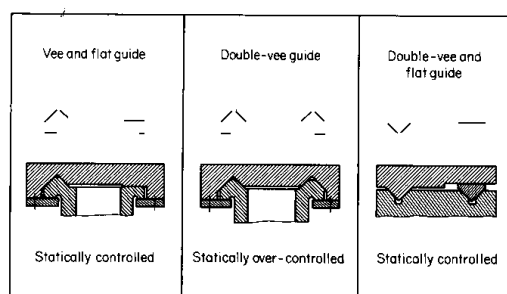
۲۲: چند نمونه مناسب برای طراحی راهگاههای

سطح هدایت "باریک" —————

"باریک"

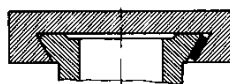
در راه حل D سطح هدایت باریک در قسمت وسط میز قرار داده شده است، به این نحو میز، در حدود سطوح راهگاه عمودی در اثر قسمت راهگاه تضعیف نشده و در صورت گرم شدن میز انبساط حرارتی بطور متقارن بدو طرف منتقل می شود. راهگاههای طولی که از فرم اولیه مثلث (شکل ۵-۲۰) نتیجه شده اند حرکت میز را در دو جهت حرکتی مهار می کنند، بطوریکه از نظر هدایت میز پیش بینی راهگاه اضافی دیگری لازم نمی شود. در ماشین های تراش اغلب این نوع راهگاههای منشوری همراه با راهگاههای تخت بکار رفته اند و در موارد نادر از منشور دابل استفاده می شود (شکل ۵-۲۳). یک راهگاه، منشوری دابل از نظر عکس عملهای استاتیکی و دینامیکی یک نوع اتصال بسیار عالی می باشد، عیب آن اما نامعین بودن استاتیکی است و به این جهت زحمت تولیدی آن بخاطر کارهای انطباقی بسیار بالا است و در صورت انبساط حرارتی، میز در جهت عمود بر جهت حرکت بالا رفته و ممکن است

گیر کند. به این جهت راهگاههای منشوری دابل در محدودی از ماشین های ظریف و ماشینهای اندازه گیری و کم بارگذاری شده بکار می رود. در مقایسه، ترکیب راهگاههای منشوری و تخت از نظر استاتیکی معین است، زیرا می تواند تحت تاثیر انبساط حرارتی بدون گیر کردن به سمت راهگاه تخت انبساط پیدا کند. از طرفی در مقایسه با منشور دابل می توان از یک سطح هدایت نیز چشم پوشی نمود (دو شکل ۵-۲۲ و ۵-۲۳ را با هم مقایسه کنید) راهگاههای منشوری دارای قابلیت خود تمیزی نیز می باشند.

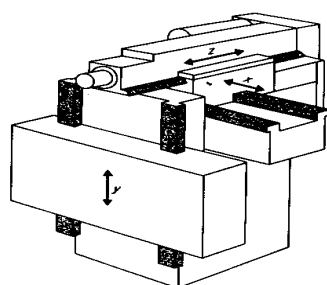
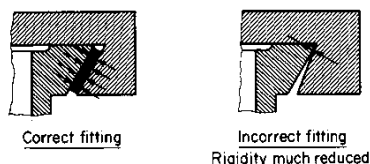


۵-۲۳: راهگاههای منشوری و تخت و راهگاههای منشوری دابل بکار رفته در ماشینهای ابزار

یک نوع راهگاه دیگری که از شکل هندسی مثلث نتیجه می شود، راهگاه دم چلچله ایست (شکل ۵-۲۴). این نوع راهگاه دارای چهار سطح هدایت است و به این جهت ابعاد آن نسبتاً کوچک تر، اما تولیدش بخاطر زحمت زیاد کارهای انطباقی گران تر است.



شکل ۵-۲۴: سیستم راهگاههای منشوری دابل و مقایسه شرائط صحیح یا غیر صحیح انطباق آنها.



دقت انطباق راهگاههای دم چلچله ای تاثیر به سزایی بر مقاومت این نوع راهگاهها دارد (مقایسه نحوه توزیع

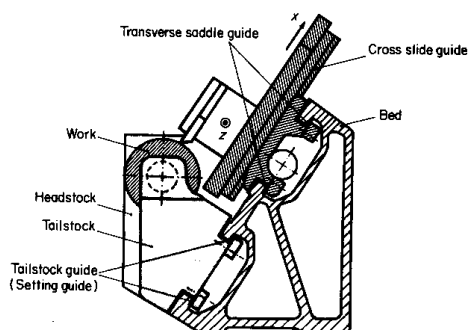
طراحی ماشینهای ابزار

فشار سطحی در شکل ۵-۲۴) در اشکال ۵-۲۵ تا ۵-۲۸ چند نمونه از انواع راهگاههای بکار رفته در ماشینهای ابزار نشان داده شده‌اند. در شکل ۵-۲۹ انواع ساختمانی متداول و خصوصیات ویژه آنها جمع‌بندی شده است. در شکل ۵-۲۵ کلیه مسیرهای پیش‌بینی شده برای هدایت میزها و سرفرز در یک ماشین فرز اونیورسال نشان داده شده‌اند. در این طرح کلیه راهگاهها از نوع تخت می‌باشند.

شکل ۵-۲۵: راهگاههای نوع تخت بکار رفته در

یک فرزان‌یورسال

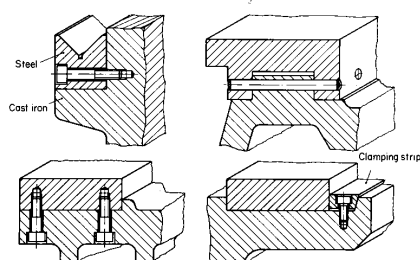
در شکل ۵-۲۶ مواضع هدایت میز ابزار گیر (سوپرت) و دستگاه مرغک در یک ماشین تراش NC با بستر مورب نشان داده شده است. راهگاه فوقانی برای هدایت میز ابزار گیر و راهگاه تحتانی برای هدایت مرغک (از نوع راهگاه تنظیمی) در نظر گرفته شده است.



شکل ۵-۲۶: راهگاههای تخت بکار رفته در

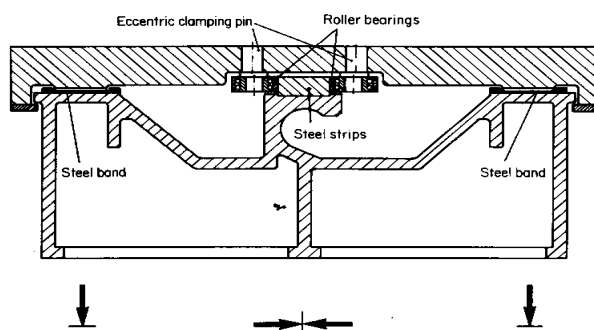
یک ماشین تراش NC با بستر مورب

از نظر خصوصیات مثبت طراحی، در این ماشین لبه‌های داخلی راهگاهها با مقاومت بالا و امکان ماشینکاری مناسب سطوح تخت و محافظت شده و بستر مورب ماشین است که امکان دور کردن براده‌ها را بخوبی فراهم می‌کند. لبه‌های فولادی سنگ‌زنی شده را روی مسیرهای راهگاه روی بستر ماشینها، یا روی پایه‌های پیچ‌کرده و یا توسط گیره ثابت می‌کنند. (شکل ۵-۲۷)



شکل ۵-۲۷: لبه های فولادی بکار رفته در مسیرهای هدایت روی بستر با پایه ماشینهای ابزار

. این روشهای اتصال این امتیاز را دارند که مسیرهای سائیده شده یا صدمه دیده را می توان تعویض نمود. علاوه بر آن سخت کاری شعله ای موضعی مسیرهای راهگاههایی که از جنس بدنه اصلی ماشین هستند (اغلب از جنس چدن) دیگر لازم نمی شود (که این به منظور ایجاد استحکام کافی در مقابل سائیدگی انجام میشد).

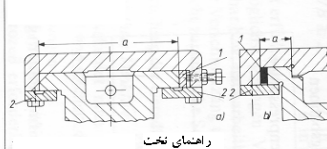
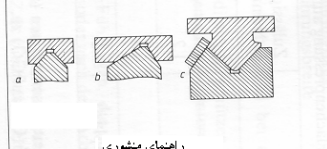
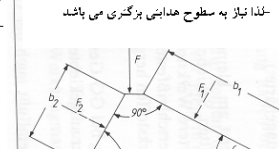
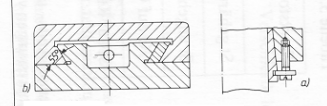


در مسیرهای طولانی تر از چندین لبه فولادی بدنبال هم استفاده می شود. گاهی بجای لبه های فولادی تسمه های فولادی سختکاری و سنگزنی شده نیز به عنوان سطوح راهگاه بکار رفته است، که روی سطوح بستر چسبانده می شوند. (شکل ۵-۲۸).

شکل ۵-۲۸: در مسیرهای هدایت طولانی گاهی بجای لبه های فولادی از تسمه های فولاد استفاده می شود

چنانچه قبلاً اشاره شد امروزه سطوح راهگاههای مجهز به لایه های مواد مصنوعی گسترش پیدا کرده اند که در ترکیب با سطوح فولادی سنگ زنی شده بکار می

روند. چنین زوج هائی که دارای خصوصیات حرکتی عالی بوده و روند منحنی اصطکاک آنها در محدوده اصطکاک مخلوط مناسبتر بوده و تمایل به ایجاد عکس العمل Stick-Slip تقریباً از بین رفته است.

نوع راهنما	امتیازات	معایب	کاربرد
 راهنمای تخت	- جذب نیرو مناسب تر - هزینه ساخت کمتر - نوع ساخت b بهتر از نوع ساخت a - زیرا فاصله سطوح هدایتی در نوع a زیاد است بدینجهت باید $L/B = L/a > 2$	حفظ موقعیت بطور مطمئن فقط در یک سطح لذا برای اطمینان در مقابل تغییر مکان جانبی و در مقابل بلند شدن نیاز به میله های اضافی دارد	مثال: ۱. ماشینهای تراش NC 2. جعبه میل 3. جعبه مرعک
 راهنمای منشوری	- حفظ موقعیت قسمت هدایت شده در دو سطح (عمودی و افقی) - سادگی خودبخود تنظیم می شود	- جذب نیرو به خاطر سطوح شیب دار نامناسبتر از نوع راهنمای تخت است - لذا نیاز به سطوح هدایتی بزرگتری می باشد 	$F_1 = F \cdot \cos \alpha$ $F_2 = F \cdot \sin \alpha$ F به نیون N نیروی خارجی b₁ به نیون N نیرو در ضلع b₂ به نیون N نیرو در ضلع معتبر وقتی $\gamma = 90^\circ$ باشد
 راهگاه دم چلچله ای	- حفظ موقعیت قسمت هدایت شده در سه سطح - تنظیم آبی توسط لایه های مخرونی در دو سطح - زاویه بین سطح شیب دار و سطح افقی 55 درجه است - ارتفاع ساختمانی کم	- از نظر هزینه ساخت گرانتر است	در کشوها و میزها

شکل ۵-۲۹: انواع ساختمانی متداول راهگاههای لغزشی (هیدرودینامیکی)

۵-۲-۲: راهگاههای تنظیمی (Setting Guideways)

بسیاری از راهگاهها در ماشینهای ابزار متناسب با مسئله کاری هم بعنوان سیستم راهگاه متحرک و هم به عنوان راهگاه تنظیمی بکار می روند. این گونه راهگاهها بایستی در حالت توقف توسط یک دستگاه گیره ای ویژه، ثابت و محکم شوند. شکل ۵-۳۰ یک دستگاه گیره بکار رفته در ستونهای دابل یک دستگاه مته یا فرز را نشان می دهد.

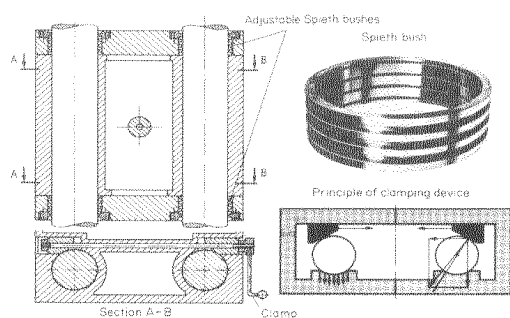


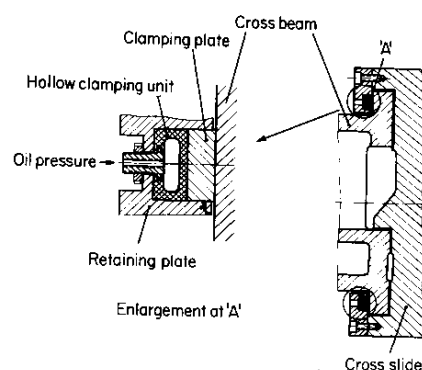
Fig. 4.35 Clamping device for a double cylindrical guide (Scharmann)

شکل ۵-۳۰: دستگاه گیره بکار رفته

در ماشین های مته یا فرز دو ستونی.

میز بکاررفته در شکل ۳۰-۵ در چهار موضع به کمک حلقه های قابل تنظیم روی ستونها هدایت می شود. به منظور ثابت نمودن میز ریل های گیره مربوطه به ستون پرس می شوند. چگونگی بارگذاری سیستم بطور شماتیک در یک وضعیت ثابت شده میز نشان داده شده است. از نظر طراحی بایستی توجه نمود که این سیستم راهگاه با تولید دقیق اجزا دارای خصوصیت هدایتی خوبی باشد. زیرا بخاطر نامعین بودن الاستاتیکی، اختلاف درجه حرارت های زیاد بین میز و ستون ها باعث ایجاد بارگذاری زیاده از حد در بوش های سیستم راهگاه می شود، به این جهت مقاومت کل این راه حل قاعدتاً تابع عکس العمل الاستیکی ستونها می باشد.

نوع دستگاه گیره دیگری که در راهگاه های تخت بکار رفته در شکل ۳۱-۵ نمایش داده شده است. برای ثابت نمودن میز از اجزاء الاستیکی تیوپ مانند استفاده شده که داخل لبه های سطوح مختلف راهگاه قرار داده می شوند و از داخل تحت فشار روغن قرار

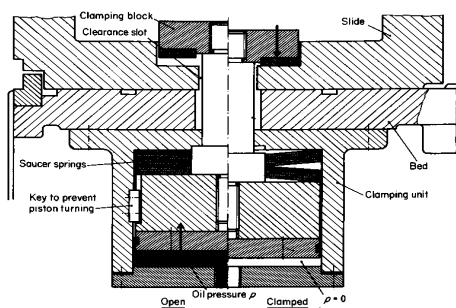


گرفته و اجزاء گیره را به تیر عرض راهگاه پرس می کنند. با استفاده از اجزاء الاستیکی تیوپ شکل، دیگر استفاده از پیستون های هیدرولیکی گران قیمت ضروری نبوده و مشکل آب بندی نیز وجود ندارد.

شکل ۳۱-۵: سیستم گیره هیدرولیکی

بکار رفته در یک ماشین تراش

در شکل ۵-۳۲ برش مقطع يك سيستم گیره دیگری نشان داده شده که برای ایجاد نیروهای گیره ای بسیار زیاد برای ماشینهای ابزار سنگین مناسبند. در زیر سطح راهگاههای بستر چندین عنصر گیره کاسه ای شکل پیچ شده اند. در سطح میز مربوطه يك شیار طولی ایجاد و از آن يك میله گرد عبور داده شده است. عملکرد گیره بكمك يك بسته فنر بشقابي ایجاد می شود (در طرف راست شکل ۵-۳۲ نشان داده شده است). گیره بطور هیدرولیکی باز می شود. امتیاز این نوع گیره این است که در صورت حذف سیستم هیدرولیکی، گیره هنوز عمل میکند.



شکل ۵-۳۲: سیستم گیره برای کاربرد در ماشینهای سنگین

۵-۳-۳ روشهای اصلاح خطا در راهگاهها

در صورت وجود خطا در راهگاهها، خطا باعث ایجاد انحراف از حرکات نسبی تعیین شده بین ابزار و قطعه کار می شود. خطا وقتی بطور کامل بر دقت ابعاد قطعه کار اثر می گذارد که انحراف موجود در سطح برشکاری عمود بر سطح قطعه کار قرار گرفته باشد، یعنی انحرافات مماس بر سطح قطعه کار تاثیر چندانی بر دقت ابعاد قطعه کار ندارند.

عوامل زیر باعث ایجاد خطا در راهگاهها می شوند:

- ساخت غیر دقیق اجزاء سیستم راهگاه
- سائیدگی ایجاد شده در اجزاء راهگاه
- تغییر شکلهای استاتیکی ایجاد شده در اثر وزن اجزاء ماشین یا توسط نیروهای برشکاری
- تغییر شکلهای حرارتی ایجاد شده در اثر اختلاف درجه حرارت

به این جهت تولید دقیق اجزا سیستم راهگاه يك پيش شرط اساسي براي كار دقيق يك ماشين ابزار است . به منظور تامین خصوصیات دقتي در ماشینهای نسبتاً بزرگ تر بطور مثال، تاثیر تغییر شکلهای استاتیکی قابل پیش بینی را ، از قبیل اثر وزن میز و غیره را ، به کمک اقدامات اصلاحی، هنگام تولید اجزاء مسیر راهگاه ————— تا خنثی می کنند. برای این کار مثلاً تیر عرضی ماشینهای پل دار را در حین ماشینکاری مسیر راهگاه به میر ماشین سنگ محکم می کنند تا تغییر شکلهای استاتیکی ایجاد نشود.

از نظر کلی به کمک اقدامات زیر می توان مانع ایجاد خطا در ابعاد قطعه کار شد (خطاهای ناشی شده از تغییر شکلهای استاتیکی در اثر وزن یا نیروهای برشکاری):

- با طراحی ، تا حد ممکن مقاوم ، اجزاء
- با شابرزنی یا سنگ زنی مسیرهای هدایت
- به کمک سیستم کنترل اتوماتیک اصلاح خطا
- به کمک سیستم پارسنگ (بطور مثال مانند سیستم بکار رفته در تیرهای عرضی ماشینهای پل دارد سنگین)
- به کمک سیستم کنترل آدپتیو هندسی (به بخش کنترل و اتوماسیون مراجعه شود).

۵-۲-۴ عکس العملهای استاتیکی و دینامیکی در سیستمهای راهگاهی

عکس العملهای استاتیکی و دینامیکی در راهگاههای لغزشی تاثیر بسزائی بر عکس العمل کل ماشین دارند. در این ارتباط قبل از هر چیز میزان مقاومت و میزان دمپینگ سطوح تماس تاثیر دارند. دمپینگ در سطح تماس اجزاء راهگاه می تواند در اثر سه عامل مختلف زیر ایجاد شده باشد:

۱- دمپینگ مواد: به خاطر وجود ضایعات پس ماند در مواد هنگام ایجاد تغییر شکلهای الاستیکی و پلاستیکی در زبریهای سطح (در حرکت عمودی)

۲- دمپینگ اصطکاکی: به خاطر میکرو حرکتهای در سطح تماس هنگام ارتعاش (در حرکت های عمودی و مماسی)

۳-دمپینگ سیال: در اثر تغییر و یا مکش مایع روانکاری بین سطوح (پدیده ای به نام squeeze-film-effect)

در سطوح صاف روغنکاری شده می توان چنین فرض نمود که میزان دمپینگ سیال و دمپینگ اصطکاکی به مراتب بیشتر از نوع دمپینگ مواد است. میزان مقاومت سطح تماس در مقابل تغییر شکل، در یک راهگاه لغزشی هیدرودینامیکی در محدوده اصطکاک مخلوط تابع نوع مولفه های نیروی مقاومت می باشد. چنانچه قبلاً اشاره شده، در محدوده اصطکاک مخلوط در سطوح تماس اجزاء راهگاه هم تماس جسم خشک وجود داشته و هم با ایجاد لایه روغن سطوح بر یک نیروی هیدرودینامیکی اتکا پیدا می کنند. در صورت تغییر شرائط کاری (بطور مثال تغییر بارگذاری یا تغییر سرعت و ...) یک عکس العمل مرزی ایجاد شده و وضعیت سطح تماس از قبیل ضخامت لایه روغن می خواهد بر شرائط جدید تطبیق پیدا کند. یعنی تغییر ضخامت لایه روغن در اثر تغییر سرعت یا تغییر بارگذاری، وجود یک تغییر در حجم مایع روانکاری بین سطوح تماس را لازم می نماید. به این جهت مایع روانکاری یا بر خلاف مقاومت جریان از شیار به خارج رانده شده و یا هنگام شناوری، بین سطوح لغزش مکیده می شود. در اثر بخارج رانده شدن لایه روغن (squeeze-film-effect) یک مولفه نیروی دیگری بنام نیروی راندن عمود بر سطح لغزش ایجاد می شود. به این جهت " نیروی تحمل F_T سیستم راهگاهها در محدوده اصطکاک مخلوط از مجموع سه مولفه نیروی زیر تشکیل می شود:

$$F_T = F + F + F$$

$$\begin{matrix} p \\ L \\ C \end{matrix} \quad \begin{matrix} L \\ C \\ C \end{matrix} \quad \begin{matrix} C \\ L \\ C \end{matrix}$$

با تغییر ضخامت لایه روغن و تغییر سرعت لغزش و تغییر شرائط تحمل، میزان دمپینگ نیز در سطح تماس تغییر میکند. دمپینگ موثر عمود بر سطح راهگاه تابع شرائط هندسی راهگاه، سرعت و نوع ماده روانکاری نیز هست دمپینگ ارتعاشات ایجاد شده تماس

بر سطح راهگاه تابع افزایش سرعت لغزش و متناسب با کاهش ضریب اصطکاک، ضعیفتر است .

۵-۲-۵ محاسبه نیروی لغزش

نیروی لغزش را میتوان به کمک نیروی عمودی و ضریب اصطکاک محاسبه نمود:

$$F = F_N \cdot \mu$$

F [N] نیروی لغزش

F_N [N] نیروی عمودی موثر بر سطح راهگاه

در یک راهگاه منشوری نیروی لغزش چنین محاسبه می شود:

$$F = F_1 \cdot \mu + F_2 \cdot \mu$$

F_1 [N] مولفه نیروی موثر بر سطح b_1 راهگاه (شکل ۵-۲۹)

F_2 [N] مولفه نیروی موثر بر سطح b_2 راهگاه

- محاسبه مساحت سطح هدایت:

میزان مساحت سطح هدایت لازم به کمک نیروی عمودی و فشار سطحی که تابع زوج مواد است ، بدست می آید:

A [mm²] سطح هدایت لازم

$$A_{\text{لازم}} = \frac{F_N}{p_{\text{مجاز}}}$$

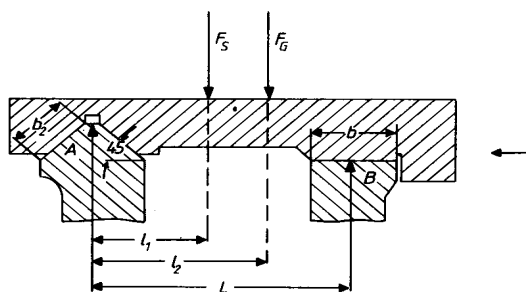
p [N/mm²] فشار سطحی مجاز

به کمک مساحت سطح هدایت، اکنون می توان ، در صورت معلوم بودن طول سطح هدایت، عرض آن را تعیین کرد:

b [mm] عرض سطح هدایت

l [mm] طول سطح هدایت

$$b = \frac{A_{\text{لازم}}}{l} = \frac{F_N}{p_{\text{مجاز}} l}$$



شکل ۵-۲۳: سیستم راهگاه ترکیب شده از یک راهگاه منشوری و یک راهگاه تخت

طراحی ماشینهای ابزار

- مثال عددی:

به یک سیستم راهگاه ترکیبی منشوری - تخت (شکل ۵-۳۳)

دونیرو وارد می آید: نیروی وزن میز F_G

و نیروی برش F_C

داده ها عبارتند از :

جرم میز ($F_G = m \cdot g = 2,7 \text{ KN}$)

نیروی برش $F_C = 16,5 [\text{KN}]$

طول میز $l = 450 [\text{mm}]$

فاصله بین خط وسط تکیه گاهها $L = 600 [\text{mm}]$

فاصله بین خطوط اثر نیروها (شکل ۵-۳۳) $l_1 = 300 [\text{mm}]$, $l_2 = 350 [\text{mm}]$

زاویه شیب سطوح منشوری $\alpha = \beta = 45^\circ$

ضریب اصطکاک $\mu = 0.15$

زوج مواد GG/GG

خواسته ها :

۱- محاسبه عکس العملهای تکیه گاهی در A و B

۲- عرض سطح هدایت

۳- نیروی لغزش میز

حل : الف عکس العملهای تکیه گاهی

ممان گیری نسبت به تکیه گاه A :

$$M_A - F_S \cdot l_1 - F_G \cdot l_2 + F_B \cdot L = 0$$

$$F_B = \frac{F_S \cdot l_1 + F_G \cdot l_2}{L} = \frac{16.5 \text{ KN} \times 300 \text{ mm} + 2.7 \text{ KN} \times 350 \text{ mm}}{600 \text{ mm}}$$

$$F_B = 9.8 [\text{KN}]$$

$$\sum \uparrow = 0 \quad F_A - F_C - F_G + F_B = 0$$

$$F_A = F_C + F_G - F_B = 16.5 \text{ KN} + 2.7 \text{ KN} - 9.8 \text{ KN}$$

$$F_A = 9.4 [\text{KN}]$$

ب: عرض سطح هدایت برای GG/GG . $P = 0.5 \text{ N/mm}^2$

- برای راهگاههای تخت

$$b = \frac{F_N}{p \cdot l} = \frac{F_B}{p \cdot l} = \frac{9800 \text{ N}}{0.5 \text{ N/mm}^2 \cdot 450 \text{ mm}} = 43.5 [\text{mm}]$$

$$b = 45 \text{ mm} \quad \text{انتخاب}$$

- راهگاههای منشوری

$$b_2 = \frac{F_N}{p.l} = \frac{F_2}{p.l} = \frac{F_A \cdot \sin \alpha}{p.l} = \frac{9400N \times 0.707}{0.5N/mm^2 \times 450mm} = 29.5[mm]$$

$$b_2 = b_1 = 30mm \quad \text{انتخاب}$$

ج: نیروهای لغزش میز

$$F = \mu(F_B + F_A \cdot \sin \alpha + F_B \cdot \cos \alpha) = \mu(F_B + 2 \cdot F_A \cdot \sin \alpha)$$

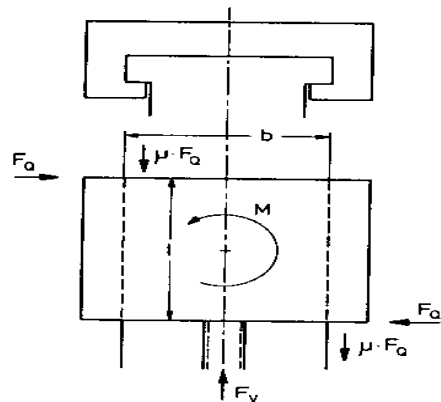
زیرا $\alpha = 45^\circ$ است.

$$F = 0.15 \times (9.8KN + 2 \times 9.4KN \times 0.707) = 3.46[KN]$$

$$F = 3.46KN$$

۶-۲-۵ خطر سفتی راهگاهها:

در راهگاههای لغزنده بایستی کنترل نمود که خطر سفت شدن یا خطر لرزش (پدیده Stick-Slip) حین حرکت میز وجود نداشته باشد. در



شکل ۵-۳۴ یک میز بطول l نشان داده شده که توسط یک نیروی پیشروی F_v در وسط و یک گشتاور خارجی M بارگذاری شده است.

شکل ۵-۳۴: گیر کردن میز در اثر یک گشتاور خارجی M

گشتاور M باعث ایجاد دو نیروی مقاومت F_Q می شود، رابطه تعادل برای گشتاور برابر است با:

$$M = F_Q \cdot l \quad \text{یا} \quad F_Q = \frac{M}{l}$$

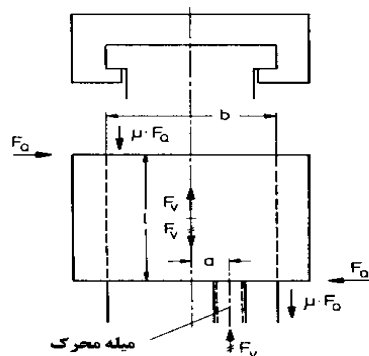
نیروهای جانبی F_Q در دو لبه بارگذاری باعث ایجاد نیروهای اصطکاک $\mu \cdot F_Q$ می شوند

برای اینکه حرکت بوجود آید بایستی نیروی لغزش F_v بزرگتر از دو نیروی اصطکاک $\mu \cdot F_Q$ باشد:

$$F_v \geq 2 \cdot \mu \cdot F_Q \quad \text{یا} \quad F_v \geq 2 \cdot \mu \cdot \frac{M}{L}$$

طراحی ماشینهای ابزار

از این رابطه روشن می شود که μ و M بایستی کوچک و l بزرگ باشد، تا خطر سفت شدن کاهش یابد. عرض b مابین مسیرهای راهگاه تأثیری بر خطر سفت شدن ندارد. در بعضی از طرحها میله محرک در وسط مسیر راهگاه قرار ندارد (شکل ۵-۳۵)



شکل ۵-۳۵: گیر کردن میز در اثر نیروی پیشروی که بطور خارج از مرکز اثر می کند.

نیروی لغزش که بفاصله a از وسط مسیر راهگاه اثر میکند موجب ایجاد نیروی F_v و گشتاور M_v در وسط مسیر راهگاه می شود:

$$M_v = F_v \cdot a$$

گشتاور M_v موجب ایجاد دو نیروی مقاومت F_Q شده و رابطه تعادل چنین می شود:

$$M_v = F_v \cdot a = F_Q \cdot l \quad \text{یا} \quad F_Q = \frac{F_v \cdot a}{l}$$

برای اینکه حرکت بوجود آید، بایستی نیروی پیشروی بزرگتر از نیروهای اصطکاک باشد، یعنی:

$$F_v \geq 2 \cdot \mu \cdot F_Q$$

اگر مقدار F_Q را در رابطه بالا قرار دهیم چنین نتیجه می شود:

$$F_v \geq 2 \cdot \mu \cdot \frac{F_v \cdot a}{l}$$

به این وسیله رابطه نهائی زیر بدست می آید:

$$l \geq 2 \cdot a \cdot \mu$$

از این رابطه روشن می شود که μ و a بایستی کوچک و l بزرگ باشد تا میز گیر نکند. عرض b مابین مسیرهای راهگاه در این حالت هم اثری بر خطر سفتی ندارد.

۳-۵ راهگاههای غلتی:

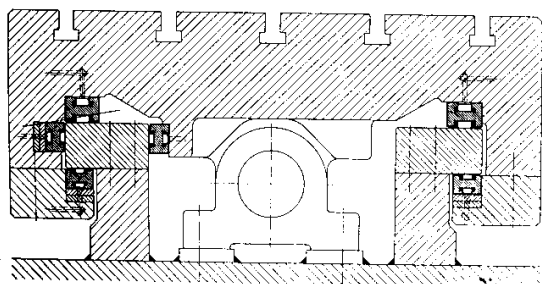
راهگاههای غلتی ضریب اصطکاک و سائیدگی کمتری در مقایسه با راهگاههای لغزشی از خود نشان می دهند، بنابراین کاربرد آنها

در ماشینهای ابزار دقیق یا همراه با نوع کنترل پیوسته رو بافزایش است .

در مقایسه با راهگاههای لغزشی و راهگاههای هیدرواستاتیکی اما دارای این عیب هستند که دمپینگ نوسانی آنها ضعیفتر است.

در ادامه به کمک بعضی نمونه طراحیها کاربرد راهگاههای غلّی نشان داده میشود .

در شکل ۵-۳۶ یک میز که توسط ۱۲ کفشک غلّی هدایت شده ، نشان داده شده است ، با امکان برگشت به مسیر ساچمه‌های غلّی این گونه راهگاهها برای طولهای حرکتی نامحدود مناسبند .

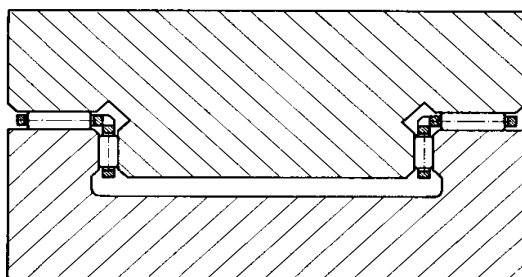


شکل ۵-۳۶: هدایت یک میز توسط کفشکهای غلّی

لقی کفشک راهگاه تحتانی و راهگاه جانبی توسط یک سیستم گوه ای قابل تنظیم است، بطوریکه راهگاه بدون لقی کار می کند. ارتفاع راهگاههای غلّی باکفشک غلّی نسبتاً بلند بوده ، فشار سطحی در حرکت میز زیاد است. به اینجهت ساچمه های غلّی روی لبه راهگاههای سخت کاری شده حرکت می کنند. در میزهای طولانی تر و بارگذاری بالابایستی چندین اجزاء غلّی در نظر گرفته شود. چون سیستم از نظر استاتیکی نامعین است، باید هر یک از اجزاء غلّی با دقت تنظیم شوند، که این بر هزینه تولید بطور نامناسب اثر می گذارد. اینگونه راهگاهها ترجیحاً در ماشینهای مته کنترل عددی بکار می روند.

طراحی ماشینهای ابزار

برای دقت های بالاتر و بارگذاری کمتر کفشکهای ساچمه کروی بکار می رود، اینگونه راهگاهها ترجیحاً در ماشینهای اندازه گیری و دستگاههای آزمایشی بکار می روند. در شکل ۳۷-۵ یک میز که توسط یک راهگاه غلتی هدایت می شود نمایش داده شده است.



شکل ۳۷-۵: هدایت میز توسط راهگاه غلتی

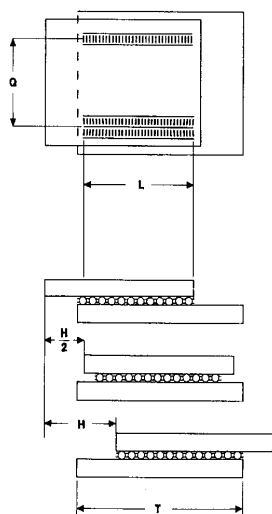
این راهگاه برای طولهای حرکتی محدود طراحی شده است. چون ساچمه های غلتی که در یک قفس نگهداری میشوند، تنها نصف مسیر، میز را روی قسمت تحتانی غیر متحرک طی میکنند (شکل ۵-۳۸)، طول L تکیه گاه غلتی خطی بایستی باندازه نصف کل طول کورس H کوچکتر از طول قسمت تحتانی میز T باشد:

$$L = T - H / 2$$

توسط IBC (سازنده) برای تکیه گاههای غلتی خطی چنین توصیه شده است:

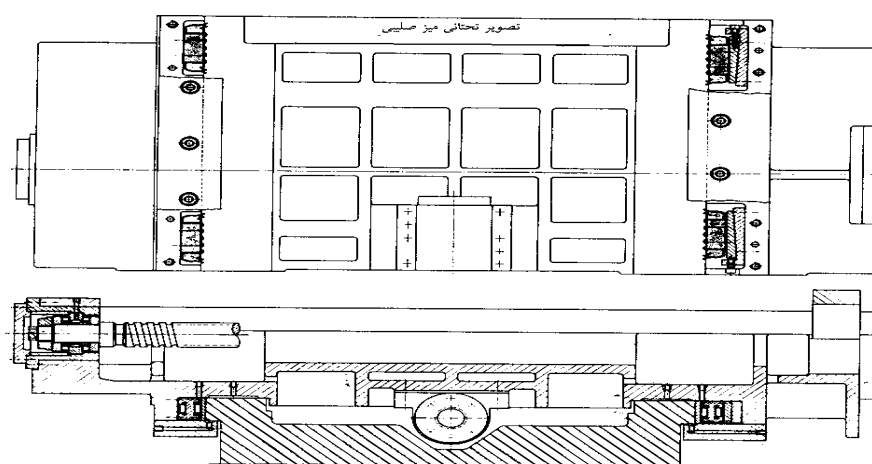
$$L = (1.5 \text{ to } 2)H$$

$$L/Q > 1$$



شکل ۳۸-۵: نمایش شماتیکی نحوه تعیین طول تکیه گاه غلتی خطی

راهگاهها یاتکیه گاههای غلتي خطي در مقایسه با كفشكهاي غلتي داراي امتیاز ارتفاع نسبتاً کوتاهتر هستند. و اینکه حرکت میز همراه با فشار سطحی کمتری است. به این جهت در اینجا ساچمه های غلتي ما بین قطعات چدني سخت کاری نشده حرکت می کنند، (شکل ۵-۳۷). امتیاز این گونه راهگاهها دقت بسیار بالاي آنهاست به این جهت آنها را در ماشینهای سنگ زني دقیق و برای هدایت میز محورهای مختصات ماشینهای مته راهنما بکار میبرند. يك راهگاه ترکیبی لغزشی- غلتي در شکل ۵-۳۹ نمایش داده شده است. هدایت جانبی توسط كفشك های غلتي INA (سازنده) و هدایت راهگاه فوقانی و گیره تحتانی توسط راهگاه های لغزشی انجام میگیرد. راهگاههای لغزشی اغلب اوقات بصورت زوج چدن / مواد مصنوعی (Epoxydharz یا Skc3) طراحی میشوند.



شکل ۵-۳۹: هدایت ترکیبی لغزشی غلتي در يك میز مختصاتی يك مركز ماشینکاری اینگونه راهگاهها ترجیحاً در مراکز ماشینکاری و ماشینهای فرز دقیق بکار میروند، زیرا حرکت میز همراه با اصطكاك نسبتاً کم و دمپینگ نوسانی خوبی می باشد. راهگاه لغزشی موجب دمپینگ نوسانی بسیار بالا شده و كفشك های غلتي ضریب اصطكاك راهگاه را کاهش می دهند.

راهگاههای هیدرواستاتیکی در محدوده اصطکاک سیال کار می کنند، زیرا سطوح لغزش در هر وضعیت کاری توسط لایه روغن از یکدیگر جدا شده اند.

شبکه تدارک روغن واقع در خارج از راهگاه وجود همیشگی لایه روغن را تامین می کند. به اینجهت سائیدگی سطوح لغزش غیر ممکن شده و حتی در سرعتهای پیشروی بسیار کوچک نیز حرکت پیشروی یکنواخت و بدون لرزش تضمین شده است. ضریب اصطکاک کوچک مانده و دمپینگ نوسان عمود بر سطح لغزش بسیار بالا است. با انتخاب مناسب سطوح حوضچه ها و فشار حوضچه می توان بر قابلیت تحمل تکیه گاه بالایی رسید. مقاومت تکیه گاههای هیدرواستاتیکی تابع فشار پمپ، سطوح حوضچه، ارتفاع شیار تکیه گاه و شبکه تدارک روغن می باشد. از بین آنها شبکه تدارک روغن بیشترین تاثیر را بر مقاومت تکیه گاه اعمال می کند. اگر بیش از سه محور حرکتی بصورت هیدرواستاتیکی هدایت شوند، هزینه تولید با اینگونه راهگاه در مقایسه با راهگاههای غلتی کمتر می شود، زیرا هزینه بیشتر دستگاه تدارک روغن توسط هزینه های تولیدی کمتر مسیرهای هدایت هیدرواستاتیکی جبران می شود.

۵-۴-۱ فشار حوضچه، سطوح حوضچه، نیروها

اصول ساختمانی تکیه گاه هیدرواستاتیکی نمایش داده در شکل ۵-۴۰ مبنای توضیح عملکردهای فیزیکی، محاسبه راهگاه و طراحی سیستم تدارک روغن قرار گرفته است. در برش مقطع AB میز انواع مختلف حوضچه نشان داده شده است.

بالای شکل نمایش شماتیکی بافت فشار مشاهده می شود. مقطع C-D برش طولی میز را با حوضچه هیدرواستاتیکی نشان می دهد، حوضچه ها توسط میز یا میز بسته شده و توسط دستگاه تدارک روغن با روغن تدارک می شوند. سطح زیر میز تا لبه حوضچه های بستر ارتفاع شیار تکیه گاه h می باشد، فشار حوضچه P_c ، که از دستگاه تدارک روغن می آید، در امتداد (لبه حوضچه ها) بطور خطی، (سطح فشار خارجی) به سمت صفر کاهش می یابد.

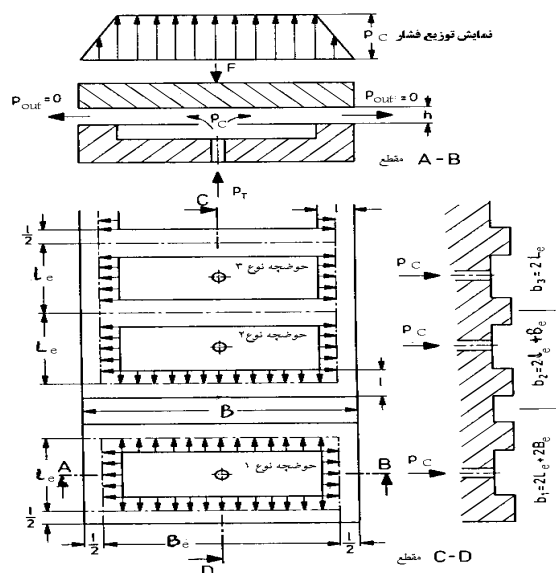
در حوضچه نوع اول روغن از روی هر چهار لبه حوضچه به چهار جهت جریان پیدا میکند، و عرض جریان b ، عمود بر جهت جریان، در

اینجا به کمک خط- نقطه دور تا دور حوضچه نشان داده شده، بصورت زیر محاسبه می شود:

$$b_1 = 2.L_e + 2.B_e$$

در حوضچه نوع دوم روغن بدو طرف طولی و طرف پیشانی آزاد جریان پیدا میکند، عرض جریان طبق رابطه زیر محاسبه می شود:

$$b_2 = 2.L_e + B_e$$



شکل ۵-۴: اصول ساختمانی یک راهگاه هیدرواستاتیکی

در حوضچه نوع سوم روغن تنها می تواند بدو طرف طولی جریان پیدا کند، بنابراین چنین نتیجه می شود:

$$b_3 = 2.L_e$$

طول جریان ۱ امتداد جریان در جهت جریان است. در حوضچه ها با گوشه های تیز و با نسبت کوچک $\frac{L}{B}$ سطوح حوضچه موثر را میتوان طبق راه حل تقریبی زیر تعیین کرد:

$$A_e = B_e.L_e$$

نیروئی که بر تکیه گاه هیدرواستاتیکی اثر می کند. از حاصل ضرب سطوح حوضچه موثر و فشار حوضچه بدست می آید:

$$F = P_C.A_e$$

- b[m] - عرض جریان
- l[m] - طول جریان
- B_e[m] - عرض موثر حوضچه

طراحی ماشینهای ابزار

$L_e[m]$ - طول موثر حوضچه

$A_e[m^2]$ - سطح موثر حوضچه

$F[N]$ - نیروی موثر بر تکیه

گاههای هیدرواستاتیکی

$P_c[N/m^2]$ - فشار حوضچه

۵-۴-۲ محاسبه و طراحی شبکه تدارک روغن:

جریان حجمی که از یک حوضچه هیدرواستاتیکی عبور می کند طبق قانون هـاگن پویزویل

(Hagen-Poiseuille) محاسبه می شود:

$$Q = \frac{P_T \cdot h^3}{12\eta} \cdot \frac{b}{l}$$

جریان حجمی که از حوضچه عبور می

کند $Q[m^3/s]$

- فشار حوضچه $b[m]$ عرض جریان

$$P_c[\frac{N}{m^2}]$$

$h[m]$ - ارتفاع شیار راهگاه $l[m]$ طول جریان

$\eta[\frac{Ns}{m^2}]$ ویسکوزیته دینامیکی روغن

جریان حجمی پمپ Q_p بایستی حداقل برابر با مجموع کلیه جریان هائی که از حوضچه های فوقانی، تحتانی و جانبی عبور می کنند، باشد:

$$Q_p \geq \sum_{i=1}^{i=n} Q_i$$

مناسب است حوضچه های هیدرواستاتیکی فوقانی، تحتانی و جانبی را چنان طراحی کرد که شرائط جریان در کلیه حوضچه ها با هم

برابر باشند یعنی: $\frac{b_I}{l_I} = \frac{b_{II}}{l_{II}} = \frac{b_{III}}{l_{III}} = \frac{b}{l}$ باشد.

اگر سطوح موثر حوضچه های فوقانی و جانبی به نحوی تعیین شوند که در وضعیت شروع، یعنی تحت تاثیر بارگذاری اولیه، فشار حوضچه ها در کلیه حوضچه ها برابر باشند، یعنی:

$$P_{CoI} = P_{CoII} = P_{CoIII} = P_{Co}$$

و اگر ارتفاع شیارهای کلیه حوضچه ها با هم برابر باشند، یعنی:

$$h_{OI} = h_{OII} = h_{OIII} = h_o$$

در این صورت جریان های حجمی که از حوضچه ها عبور می نمایند
نیر با هم مساوی می شوند، یعنی:

$$Q_{OI} = Q_{OII} = Q_{OIII} = Q_O = \frac{P_{co} \cdot h_o^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{b}{l}$$

و در اینصورت جریان حجمی پمپ را می توان طبق رابطه زیر
محاسبه نمود:

$$Q_p = n \cdot Q_i = n \cdot \frac{P_{co} \cdot h_o^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{b}{l}$$

0- وضعیت شروع

I - حوضچه فوقانی

II - حوضچه تحتانی

III - حوضچه جانبی

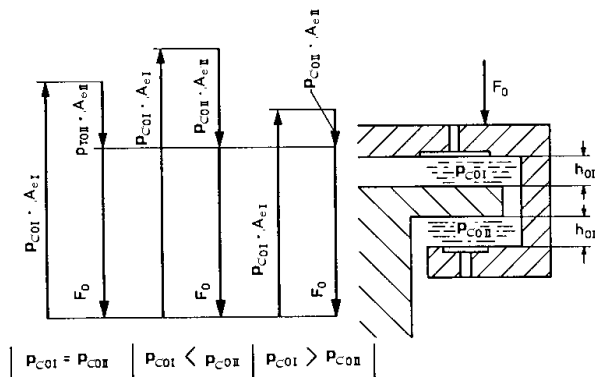
n- تعداد کل حوضچه های هیدرواستاتیکی

در يك راهگاه جانبی (راهگاه مركزي) نیروئیکه راهگاه را در
ابتدا بارگذاري می نماید برابر با صفر است، زیرا سطوح حوضچه
های موثر با هم برابرند، برای حوضچه های فوقانی و تحتانی
(راهگاه زیر لبه دار) در وضعیت شروع رابطه تعادل برابر است
با:

$$F_o = P_{COI} \cdot A_{eI} - P_{COII} \cdot A_{eII}$$

شکل ۴۱-۵ رابطه تعادل را برای حالت های زیر نشان می دهد:

$$P_{COI} = P_{COII}, P_{COI} \neq P_{COII}$$

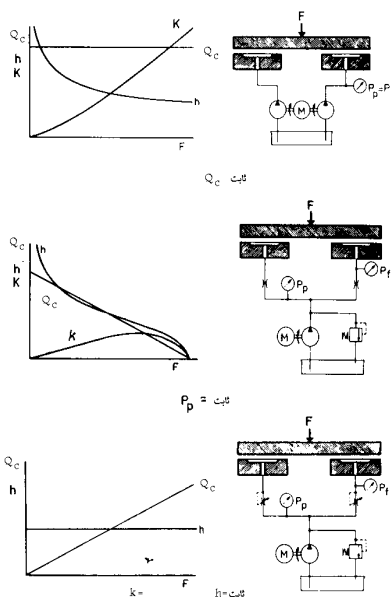


شکل ۴۱-۵: وضعیت تعادل تحت

تأثیر نیروی اولیه در راهگاه

زیر لبه دار

سه نوع شبکه تدارک روغن برای استفاده در ماشینهای ابزار مناسب بوده اند، اصول شماتیکی این سه شبکه و نمایش کیفی منحنی های حوضچه ها در شکل ۴۲-۵ نمایش داده شده اند.



شکل ۴۲-۵: منحنی ها و مدارهای هیدرولیکی سیستم های تدارک روغن از بالا: یک پمپ برای هر حوضچه، یک پمپ مشترک و کاهنده موئین یک پمپ مشترک و کاهنده صفحه ای

در اغلب راهگاههای هیدرواستاتیکی بعنوان شبکه تدارک روغن (بخاطر امکان تنظیم ساده) از یک پمپ مشترک با کاهنده لوله موئین استفاده می شود. تطبیق کاهنده لوله موئین بر تکیه گاه هیدرواستاتیکی توسط تغییر طول لوله موئین انجام می گیرد. در صورت گرم شدن روغن، ارتفاع شیار راهگاه تغییر نمی کند، زیرا جریان حجمی در لوله های موئین و در حوضچه های هیدرواستاتیکی بطور یکسان تابع ویسکوزیته می باشد.

در عمل اما با مشکلاتی همراه است، زیرا در این شبکه در مقایسه با شبکه های دیگر برای بارگذاری یکسان، کمترین مقاومت تکیه گاه نتیجه شده است.

از شبکه با یک پمپ برای هر حوضچه، بخاطر استفاده از پمپهای چند مداری از راهگاههای هیدرواستاتیکی با چندین حوضچه نیز بطور اقتصادی استفاده می شود، در این شبکه با ثابت نگه داشتن دبی حجمی پمپ یک منحنی مقاومت نسبتاً خوبی ایجاد می شود.

با وجودی که کاهنده صفحه‌ای دارای بزرگترین مقاومت راهگاہی است این شبکه بخاطر هزینه تولید بالا و تطبیق پیچیده کاهنده صفحه‌ای بر راهگاہ هیدرواستاتیکی در راهگاہهای هیدرواستاتیکی کاربرد وسیعی پیدا نکرده است.

مقاومت راهگاہهای هیدرواستاتیکی را با توجه به شبکه‌های مختلف تدارک روغن نیز می‌توان به کمک رابطه‌ی هاگن - پویزویل بررسی کرد:

$$Q = \frac{P_c \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{b}{l}$$

بدون وابستگی به شبکه تدارک روغن ما بین بارگذاری F و فشار حوضچه P_c تناسب خطی وجود دارد، یعنی:

$$P_c = \frac{F}{A_e}$$

با کاهنده مؤثرین کمترین مقاومت راهگاہی ایجاد می‌شود، زیرا جریان حجمی حوضچه با افزایش بارگذاری کاهش پیدا می‌کند، فشار حوضچه افزایش یافته و ارتفاع شیار راهگاہ کاهش دارد، که باعث کاهش مقاومت راهگاہ می‌شود، این شبکه با فشار پمپ ثابت کار می‌کند. در شبکه‌ی با یک پمپ برای هر حوضچه "ارتفاع شیار راهگاہ با افزایش بارگذاری با آن سرعت شبکه با کاهنده لوله مؤثرین، کاهش پیدا نمی‌کند. زیرا با افزایش نیرو جریان حجمی پمپ، که در این شبکه همزمان جریان حجمی حوضچه نیز هست، تقریباً ثابت می‌ماند، به این جهت راهگاہ هیدرواستاتیکی با این شبکه دارای مقاومت بیشتری از شبکه با کاهنده لوله مؤثرین است. از بین شبکه‌ها حداکثر مقاومت راهگاہی در شبکه با کاهنده صفحه‌ای ایجاد می‌شود، زیرا جریان حجمی حوضچه Q_c در یک طیف نیروئی معین با بارگذاری تقریباً بطور خطی افزایش پیدا می‌کند، بطوریکه ارتفاع شیار راهگاہ در این طیف بارگذاری تقریباً ثابت می‌ماند. اگر هنگام افزایش نیرو، ارتفاع شیار راهگاہ تغییر نکند، مقاومت راهگاہی k از نظر تئوریک بی‌نهایت زیاد است. مقاومت یک تکیه گاه هیدرواستاتیکی طبق رابطه زیر تعریف شده است :

$$k = \frac{F - F_o}{\Delta h} = K_{BEZ} \cdot \frac{P_p \cdot A_e}{h_o}$$

$K[\frac{N}{h}]$ - مقاومت راهگاه هیدرواستاتیکی

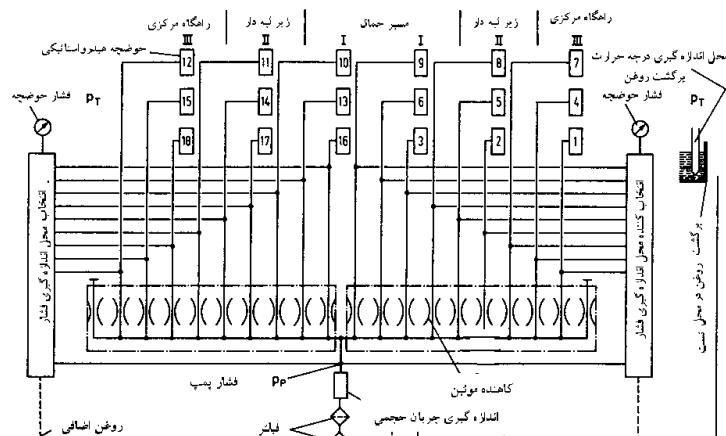
K_{BEZ} - مقاومت نسبی تابع شبکه تدارک روغن

$F - F_o[N]$ - افزایش نیرو

$\Delta h[m]$ - تغییر شیار

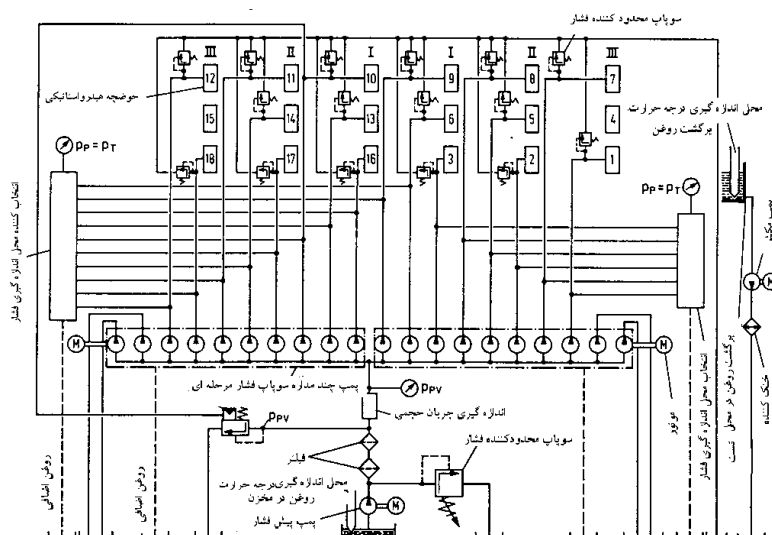
از این رابطه نتیجه می‌شود که بایستی فشار پمپ و سطوح حوضچه-ها بزرگ و ارتفاع شیار راهگاه انتخاب شود، تا مقاومت‌راهگاهی بالایی ایجاد شود، بزرگترین تاثیر بر مقاومت را شبکه تدارک روغن-توس-ط ض-ریب K_{BEZ} می‌گذارد.

در اشکال ۴۳-۵ و ۴۴-۵ و ۴۵-۵، مدارهای هیدرولیکی سه شبکه تدارک روغن توضیح داده شده، نمایش داده شده‌اند در شبکه با کاهنده لوله موئین فقط یک پمپ و برای هر حوضچه یک کاهنده لوله موئین بکاررفته است.



شکل ۴۳-۵:

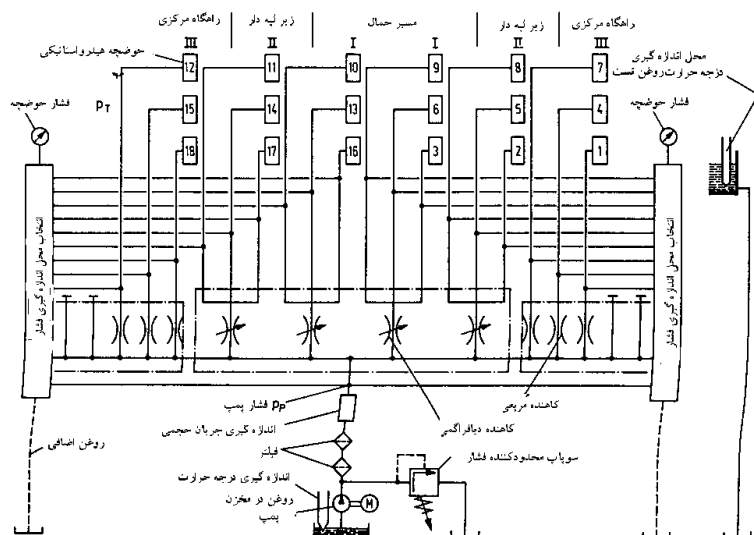
مدار هیدرولیکی یک
سیستم با پمپ مشترک و
کاهنده موئین



شکل ۴۴-۵: مدار

هیدرولیکی یک سیستم

با يك پمپ براي هر حوضچه



شکل ۵-۴۵: مدار هیدرولیکی
برای یک سیستم ترکیبی با یک
پمپ مشترک و ترکیب کاهنده
صفحه ای و موئین

فشار پمپ توسط سوپاپ محدود کننده فشار کنترل شده و ثابت نگه داشته می شود، جریان حجمی پمپ کمی بزرگتر از مجموع کلیه جریان های حوضچه ها انتخاب می شود، تا همیشه مقداری روغن در سوپاپ محدود کننده فشار جریان پیدا کند.

در شبکه با یک پمپ برای هر حوضچه، حوضچه های هیدرواستاتیکی توسط چندین مدار پمپی با روغن تدارک می شوند، مقدار مکش هر پمپ با جریان حجمی حوضچه، حوضچه مورد تدارک یکسان بوده و به اینجهت بایستی بطور دقیق محاسبه شود، یک پمپ پیش فشار بایک جریان حجمی بزرگتر از مقداری که کلیه مدارهای پمپی بکار رفته مصرف می کنند، مدار پمپی را با روغن تدارک می کند.

فشار پمپ با فشار حوضچه یکسان بوده و تابع بارگذاری خارجی می باشد، سوپاپ محدوده کننده فشار مطابق با حداکثر فشار پمپ پیش فشار تنظیم می شود، سوپاپ محدود کننده فشار، اختلاف فشار:

$$P_c - P_{pv} \text{ یا } P_p - P_{pv}$$

طراحی ماشینهای ابزار

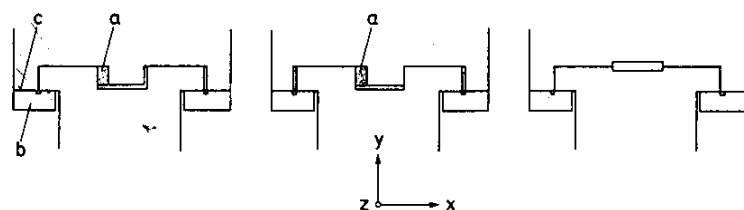
را ثابت نگه می‌دارد، (فشار در پمپ پیش فشار P_{pv})، اگر فشار P_c با افزایش بارگذاری، افزایش پیدا کند، پیش فشار P_{pv} بطور خودکار به کمک سوپاپ محدود کننده فشار افزایش داده می‌شود، بطوریکه ————— اختلاف فشار ثابت می‌ماند.

کاهنده های دیافراگمی پیش مقاومت های متغیر هستند. اینها مانند پیش مقاومتهای ثابت (کاهنده لوله موئین) تنظیم نشده ، بلکه بر تکیه گاه تطبیق داده می‌شوند، با رشد بارگذاری ، فشار حوضچه افزایش پیدا کرده و دیافراگم بیشتر خم شده ، و شیار کاهنده بزرگتر می‌شود و به این نحو روغن بیشتری از کاهنده به طرف حوضچه جریان پیدا می‌کند، به این جهت اینها پیش مقاومت های تابع بار نیز نامیده می‌شوند. در شکل ۵-۴۵ یک شبکه ترکیب شده از کاهنده های دیافراگمی و کاهنده های لوله موئین نمایش داده شده است ، حوضچه های فوقانی و تحتانی توسط کاهنده دیافراگمی، و حوضچه های توسط کاهنده لوله موئین تدارک می‌شوند، برای کاهش تعداد کاهنده و در نتیجه کاهش هزینه، به هریک از کاهنده های دیافراگمی سه حوضچه هیدرواستاتیکی متصل شده است.

۵-۵ نمونه های طراحی راهگاههای ماشینهای ابزار

برای هر ماشین ابزار بر حسب نوع تماس سطوح و بر حسب فرم شکل دهی مناسبترین نوع راهگاه انتخاب می‌شود. در بخش ۵-۳ قبلاً در بعضی از نمونه های طراحی و کاربرد راهگاههای غلتی نشان داده شده است . بطور مثال نشان داده شد برای هدایت میز در ماشینهای مته کنترل عددی (شکل ۵-۳۶) کفشکهای غلتی بکار رفته است. هدایت میز به کمک تکیه گاههای غلتی خطی (شکل ۵-۳۷) ترجیحاً در ماشینهای سنگ زنی دقیق و در دستگاه مته راهنما بکار می‌رود. ترکیبی از راهگاه غلتی - لغزشی (شکل ۵-۳۹) در مراکز ماشینکاری و در ماشینهای فرز دقیق بکار رفته است . به کمک چند مثال طراحی دیگر کاربرد شکل‌های انواع دیگر نیز نشان داده می‌شود. از جمله یک میز افقی که به عنوان واحد ساختمانی برای ماشینهای ابزار ویژه و خطوط

تولیدی بکسار می رود. در شکل ۴۶-۵ نمایش داده شده است.



شکل ۴۶-۵: هدایت میز یک

راهگاه افقی

هدایت میز در صفحه

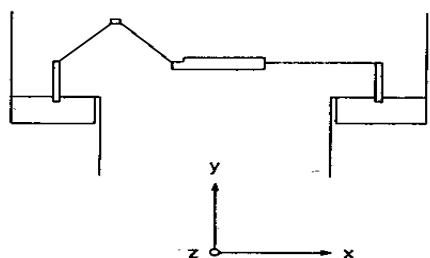
x-y در شکل چپ توسط

راهگاه باریک خارج

از مرکزی، در شکل وسط توسط راهگاه باریک مرکزی، در شکل راست توسط راهگاه عریض تحقق داده شده است. لبه a که در راهگاه باریک بکار رفته، در صورت توقعات دقت کمتر بعنوان لبه انطباق عمل می کند، این لبه بصورت صفحه موازی بنحوی سنگ زنی می شود که راهگاه دارای لقی لازم برای حرکت میز باشد، برای توقعات دقت بیشتر لبه a بصورت لبه گوه قابل تنظیم ساخته می شود. در صورت سائیدگی مسیر راهگاه می توان لقی مسیر راهگاه را در صفحه x-z توسط تغییر مکان محوری لبه گوه ای باندازه مورد نظر کاهش داد. لقی مابین مسیرهای هدایت در صفحه y-z توسط سنگ زنی لبه های راهگاه تحتانی b در میزان پیش بینی شده نگهداشته می شود، در صورت سائیدگی مسیرهای راهگاه، می توان لقی مسیرهای راهگاه را توسط سنگ زدن بعدی سطح c لبه راهگاه تحتانی نیز به میزان مورد نظر کاهش داد.

در میزهای افقی سنگین که در آنها خطر بلند شدن میز در اثر گشتاورهای موثر در صفحات x-z و y-z وجود ندارد، می توان از هدایت لبه های تحتانی صرف نظر نمود.

راهگاه میز یک واحد میز دقیق افقی در شکل ۴۷-۵ نمایش داده شده است. هدایت میز در صفحه x-z توسط مسیرهای منشوری و در صفحه y-z توسط مسیرهای تخت و منشوری انجام می گیرد. چون سیستم در صفحه y-z نامعین است، ماشینکاری مسیرها پرزحمت و



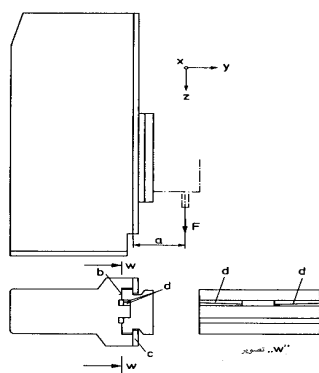
پر هزینه (شابکاری) است، هزینه بیشتر هدایت ترکیبی تخت - منشوری شکل ۴۷-۵ بخاطر ماشینکاری پرزحمت مسیرهای منشوری نسبت به راهگاه

با مسیرهای تخت دابل شکل ۵-۴۶) تا اندازه ای جبران می شود،

شکل ۵-۴۷: هدایت میز یک واحد راهگاه دقیق افقی

زیرا راهگاه ترکیبی نیاز به مسیرهای کمتر (۵ به جای ۶) و تعداد لبه های گوه ای کمتری دارد، در صورت سائیدگی مسیرهای هدایت در راهگاه ترکیبی سطوح لبه های راهگاه تحتانی شاکاری بعدی می شوند. در میزهای عمودی نمی توان از راهگاههای ترکیبی استفاده کرد. زیرا قسمت فوقانی میز در اثر گشتاورهای چپ کردن F_a از مسیرهای منشوری پایه جدا شده و هدایت دقیق ممکن نمی شود به اینجهت در آن از مسیرهای تخت دابل استفاده می شود، راهگاه میز یک واحد پایه با میز عمودی، که بعنوان واحد ساختمانی در ماشینهای ابزار ویژه و خطوط تولیدی بکار میرود، در شکل ۵-۴۸ نمایش داده شده است. هدایت میز در صفحه $y-z$ توسط مسیرهای باربر b و لبه های تحتانی c انجام میگیرد. هدایت میز در صفحه $z-x$ توسط راهگاه باریک مرکزی تحقق داده شده است. برای تنظیم و اصلاح لقی مسیرهای هدایت در صفحه $z-x$ در قسمت بالائی و تحتانی میز از لبه های گوه ای دابل d استفاده می شود. دو قسمت لبه های گوه ای، هنگام تنظیم لقی مسیرهای هدایت روی سطوح مورب آنقدر تغییر مکان داده می شوند تا لقی مور نظر حاصل شود، لبه های گوه ای دابل به اینجهت بکار میروند تا در

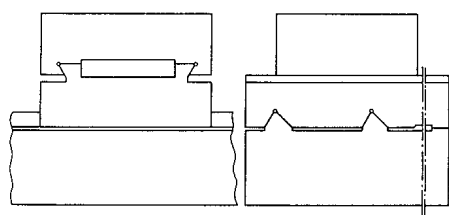
میزها ماشینکاری سطوح مورب لازم نباشد.



شکل ۵-۴۸: هدایت میز یک بدنه عمودی

لبه های تحتانی c در ماشینی که در شکل ۴۸-۵ نمایش داده شده نه آنطور که در میزها معمول است. بلکه به پایه عمودی پیچ میشوند این راه حل آنجا بکار میرود که پایه عمودی با مقطع بزرگتر یا با مقاومت استاتیکی بزرگتر لازم باشد.

هدایت یک میز صلیبی برای یک ماشین سنگ زنی در شکل ۴۹-۵ نشان داده شده است، برای میز فوقانی از راهگاه دم چلچله ای، و برای میز تحتانی از راهگاه ترکیبی متشکل از راهگاه منشوری دابل و تحت استفاده شده است.



شکل ۴۹-۵: راهگاه صلیبی میز یک ماشین سنگ زنی

راهگاه تحتانی طولانی بایستی در انتها توسط یک راهگاه تخت حمایت شود، چنین هدایتی که از ۴ مسیر منشوری و یک مسیر تخت تشکیل شده، بسیار گران است، و احتمال اینکه کلیه پنج مسیر در تماس کامل باشند، کم است. با این وجود گاهی چنین طراحی هائی بکار میرود، وقتی این خواسته مطرح باشد که سائیدگی مسیر راهگاه تاثیر کمی بر دقت کاری داشته باشد.

۵-۶ مثال آموزشی

یک میز توسط راهگاه هیدروستاتیکی هدایت شده و دارای راهگاههای تحتانی و فوقانی بوده (شکل ۴۱-۵) و دارای ۸ زوج حوضچه است ($z=8$)، یعنی ۸ حوضچه در راهگاه فوقانی و ۸ حوضچه در راهگاه تحتانی دارد، حوضچه ها از نوع اول (شکل ۴۰-۵) با ابعاد زیر می باشند:

راهگاه فوقانی:

$$B_{el}=200 \text{ mm}, \quad L_{el}=100 \text{ mm}, \quad l_l=20 \text{ mm}$$

راهگاه تحتانی:

$$B_{eII}=125 \text{ mm}, \quad L_{eII}=100 \text{ mm}, \quad l_{II}=15 \text{ mm}$$

وزن میز

$$G=60000 \text{ N}$$

طراحی ماشینهای ابزار

حوضچه ها و ارتفاع شیار تکیه گاهی راهگاه فوقانی و راهگاه تحتانی برابرنند با:

$$P_{COI}=P_{COI}=P_{CO}$$

$$h_{oI}=h_{oII}=h_o=0.02\text{mm}=0.0002\text{m}$$

دبی حجمی پمپ باروغن ISO VG22 در دمای 20°C را محاسبه کنید.

حل: سطوح حوضچه های موثر در راهگاه فوقانی و در راهگاه تحتانی طبق رابطه های زیر محاسبه می شوند:

$$A_{eI}=B_{eI}.L_{eI}=0.2\times0.1=0.02[\text{m}^2]$$

$$A_{eII}=B_{eII}.L_{eII}=0.125\times0.1=0.0125[\text{m}^2]$$

عرض جریان در راهگاه فوقانی و در راهگاه تحتانی طبق فرمولهای زیر محاسبه می شوند:

$$b_I=2.L_{eI}+2.B_{eI}=2\times0.1+2\times0.2=0.6[\text{m}]$$

$$b_{II}=2.L_{eII}+2.B_{eII}=2\times0.1+2\times0.125=0.45[\text{m}]$$

نسبت b/I برای راهگاه فوقانی و راهگاه تحتانی نیز محاسبه می شود:

$$\frac{b_I}{I_I}=\frac{0.6}{0.02}=30 \quad \frac{b_{II}}{I_{II}}=\frac{0.45}{0.015}=30$$

رابطه تعادل در وضعیت شروع، یعنی تحت تاثیر وزن میز به این شرح است:

$$\frac{Q}{Z}=F_o=P_{COI}\times A_{eI}-P_{COII}\times A_{eII}$$

با قرار دادن $P_{COI}=P_{COII}=P_{CO}$ چنین نتیجه می شود:

$$\frac{G}{Z}=F_o=P_{CO}.A_{eI}\left(1-\frac{A_{eII}}{A_{eI}}\right)$$

به کمک این رابطه می توان فشار حوضه های راهگاه فوقانی و راهگاه تحتانی را تحت تاثیر وزن میز محاسبه کرد:

$$P_{CO}=\frac{\frac{G}{Z}}{A_{eI}\left(1-\frac{A_{eII}}{A_{eI}}\right)}=\frac{\frac{60000}{8}}{0.02\left(1-\frac{0.0125}{0.02}\right)}=10\times10^5[N/m^2]=10[\text{bar}]$$

تعداد کل حوضچه های هیدروستاتیکی برابرنند با:

$$n=2\times Z=2\times8=16$$

روغن ISOVG22 دارای ویسکوزیته $v_{40}=22\text{cst}$ در دمای 40°C و $v_{20}=52\text{cst}$ است. cm^2/s برای دمای 20°C است.

وزن مخصوص روغن در درجه حرارت 20°C برابر است با:

$$\gamma_{20} = 0.87 [kg / dm^3] = 0.87 \times 10^{-3} [kg / cm^3]$$

(مدارك لازم از BP, Mobil, Shell و ساير ... قابل تهيه است)

ويسكوزيته ديناميكي طبق رابطه زير محاسبه مي‌شود:

$$\eta_{20} = \frac{V_{20} \times \gamma_{20}}{g} = \frac{0.52 \times 0.87 \times 10^{-3}}{981} = 461.10^{-3} [kgs / cm^2] = 0.0461 [NS / m^2]$$

(شتاب زمين [981 cm/s²])

دبي حجمي پمپ بايد برابر با مجموع دبيهاي باشد كه از كليـه حوضچه هاي راهگاه فوقاني و راهگاه تحتاني جريان پيدا ميكند:

$$Q_p = n \frac{P_{co} \cdot h_o^3}{12\eta} \cdot \frac{b}{l} = 16 \frac{10 \times 10^5 \times (0.00002)^3}{12 \times 0.0461} \times 30 = 6.9414 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right) = 0.4165 \left(\frac{dm^3}{min} \right)$$

تکیه گاههای میله

های اصلی

تکیه گاههای میله های اصلی در ماشینهای ابزار وظایف زیر را به عهده دارند:

نگهداری و تثبیت هندسی قطعات کار (در ماشینهای تراش) یا ابزار (در ماشینهای سوراخکاری و فرز) و انتقال قدرت. یعنی یک دقت کاری بالا و دقت اندازه - فرم - موضع و مرغوبیت سطح قطعات تنها توسط مقاومت استاتیکی، دینامیکی و حرارتی بالایی میله ها و تکیه گاهها حاصل می شود.

طراح یک ماشین ابزار بایستی خصوصیات تکیه گاههای مختلف میله ها را بشناسد، تا بتواند بر حسب خواسته های مطرح شده از نقطه نظر بارگذاری، مقاومت و دقت گردزنی بطور صحیح انتخاب نماید، همچنین او بایستی تاثیرات فاصله تکیه گاهی، طول بازوی اهرمی نیروها، مقاومت تکیه گاهها و تاثیر تعداد تکیه گاهها را بر مقاومت استاتیکی و دینامیکی سیستم تکیه گاه میله ها بشناسد تا بتواند تکیه گاه میله ها را متناسب با خواسته های مقاومت طراحی نماید. تکیه گاه میله ها، بر حسب نوع تماس سطوح به تکیه گاههای (یاتاقان) لغزشی، هیدرودینامیکی، هیدروستاتیکی، آئرواستاتیکی، آئرو دینامیکی و یاتاقان غلتی تقسیم می شوند.

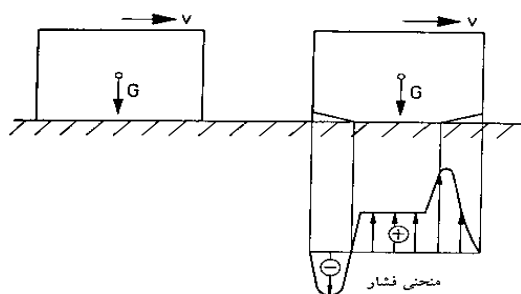
۱-۶ یاتاقانهای لغزشی در میله های اصلی

یاتاقانهای لغزشی امروزه هنوز در ماشین سازی از اهمیت زیادی برخوردارند، زیرا مقاومت زیاد، دمپینگ ارتعاشات خوب آنها ساختمان ارزان و مناسبی را امکان پذیر می نماید. در ماشینهای ابزار، برخلاف آنها به دلائل زیرتنها در بعضی از ماشینهای سنگزنی بکار می روند:

- در محدوده دورهای پائین Slip-Stick ایجاد می شود، زیرا میله ها در اصطکاک مخلوط می گردند.

- دقت گرد زنی کم است.

و اگر میله ها در محدوده اصطکاک سیال دوران کنند، Slip-Stick ایجاد نخواهد شد (شکل ۵-۶). در شکل ۱-۶ نشان داده شده که تحت چه شرائطی اصطکاک سیال یعنی



طراحی ماشینهای ابزار
روغنکاری هیدرودینامیکی ایجاد می‌شود.

شکل ۶-۱: شرایط ایجاد اصطکاک

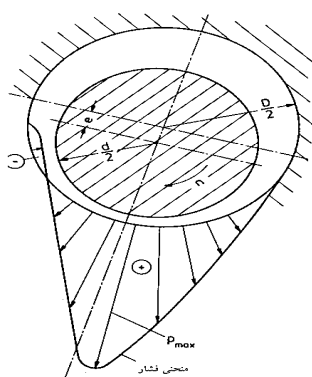
سیال

G - وزن میز

V - سرعت لغزش

هنگام حرکت می‌زی که لبه‌های آن تیز است روغنکاری هیدرودینامیکی (شکل ۶-۱ طرف چپ) ایجاد نمی‌شود، زیرا وزن میز نفوذ روغن به زیر میز را ممکن نمی‌نماید، و لبه‌های تیز میز تمام روغن را از سطح می‌تراشند. در صورت مورب بودن انتهای میز (شکل ۶-۱ طرف راست) از یک سرعت لغزش (v) به بالا روغنکاری هیدرودینامیکی می‌تواند ایجاد شود. زیرا در این حالت روغن بشکل گوه‌ای ب‌زیر میز نفوذ کرده و میز به روی لایه روغن بلند می‌شود، منحنی فشار نشان می‌دهد که حداکثر فشار در جهت حرکت کمی جلوی تنگترین موضع ایجاد می‌شود، در حرکت‌های دورانی یک شافت (شکل ۶-۲) شیار روغن $H=D-d$ همان عملکردی را دارد که انتهاهای مورب در میز شکل ۶-۱ دارد. در صورت توقف دوران، شافت روی لبه تحتانی سوراخ قرار گرفته و خارج از مرکزی (e) به حداکثر مقدار خود می‌رسد:

$$e_{\max} = D/2 - d/2$$



شکل ۶-۲: توزیع فشار در یاتاقان لغزشی
هیدرودینامیکی

P - فشار

D - قطر داخلی یاتاقان

d - قطر شافت

هر چقدر شافت سریعتر دوران کند، خارج از مرکزی e کوچکتر می‌شود، زیرا اینجا یک لایه روغن بطور کامل بصورت گوه ب‌زیر شافت نفوذ کرده و شافت بر روی لایه روغن بلند می‌شود، برای تعداد دور بی نهایت بزرگ خارج از مرکز e برابر با صفر است، یعنی $(e \rightarrow 0, n \rightarrow \infty)$ منحنی فشار در اینجا نیز نشان می‌دهد که فشار ماکزیمم در جهت دوران کمی جلوتر از تنگترین موضع قرار دارد، بعد فشار کاهش پیدا کرده و بعد از تنگترین موضع می‌تواند حتی یک زیر فشار ایجاد شود.

در بخش ۵-۲ (راهگاه لغزشی) در شکل ۵-۵ تابعیت مابین ضریب اصطکاک و تعداد دور نمایش داده شده است. در شکل ۶-۳ نقل مکان ژورنال در یاتاقان هنگام افزایش سرعت نشان داده شده

است . هنگام شروع به حرکت اصطکاک جسم جامد حاکم است . سطوح لغزشی شافت و سوراخ همدیگر را بطور مستقیم لمس می‌کنند و خارج از مرکز مابین محور شافت و یاتاقان حداکثر مقدار خود می‌رسد .

شکل ۶-۳:

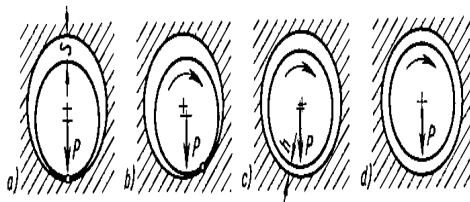
نقل مکان ژورنال در بوش در صورت

افزایش سرعت

P- نیرو

S- لقی

h- تنگترین شیار



در دوره‌های کم اصطکاک مخلوط حاکم است ، زیرا شافت هنوز از سطح لغزش تحتانی سوراخ بطور کامل بلند نشده است (شکل ۶-۳b) . ضریب اصطکاک در محدوده اصطکاک مخلوط، با افزایش سرعت کاهش می‌یابد. از شکل ۵-۵ مشهود است که در بارگذاری بالا ($P=25\text{bar}$) اصطکاک مخلوط تا دور $n=200\text{min}^{-1}$ امتداد دارد، زیرا شیب منحنی اصطکاک در این محدوده هنوز کاهنده است .

از یک سرعت محیطی معین به بعد اصطکاک سیال ایجاد می‌شود (اشکال ۶-۳c و ۶-۳d) . دقت گردزنی میله با یاتاقان لغزشی نسبتاً کم است زیرا در صورت وجود اصطکاک سیال هم، تنها یک منطقه فشار ایجاد می‌شود (شکل ۶-۲) . فقط در دوره‌های بی نهایت زیاد شافت بطور مرکزی در یاتاقان می‌گردد. (شکل ۶-۳d)

۶-۱-۱ یاتاقان های هیدرودینامیکی:

اصطکاک سیال در این یاتاقانها از یک دور معین به بالا شروع می‌شود و نیروی تحمل یاتاقان F در یاتاقانهای هیدرودینامیکی تابع تعداد دور بوده و با افزایش دور افزایش پیدا کند.

$$F = K \cdot \eta \cdot V \cdot (l/h)^2$$

$F[N/m]$ - نیروی تحمل هیدرودینامیکی یاتاقان

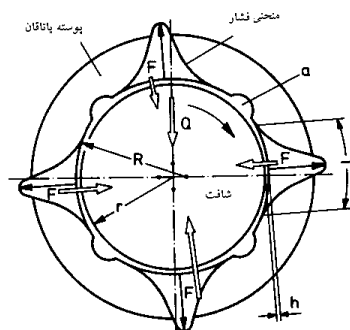
K - ضریب تناسب

$$\eta \left[\frac{Ns}{m^2} \right] - \text{ویسکوزیته دینامیکی روغن}$$

$V[m/s]$ - سرعت محیطی

$l[m]$ - طول منطقه فشار در جهت محیطی (شکل ۶-۴)

ضخامت لایه روغن (شکل ۶-۴) یاتاقان چند سطح لغزشی نمایش داده شده در شکل ۶-۴ دارای چهار سطح لغزش یعنی دارای چهار منطقه فشار بوده و به اینجهت از دقت گردزنی بالایی برخوردار است.

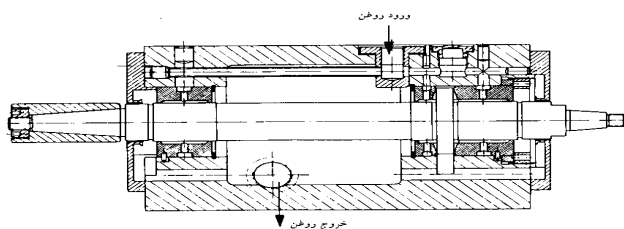


شکل ۶-۴: یاتاقان هیدرودینامیکی ثابت

F - نیروی هیدرودینامیکی

Q - بارگذاری تکیه گاه

طراحی ماشینهای ابزار در شکل ۵-۶، شیوه سوار کردن يك میله سوراخکاری یا سنگ زنی ظریف توسط یاتاقان ثابت سطوح لغزشی چنگانه هیدرودینامیکی برای دورهای بالاتر و عملکرد افقی نشان داده شده است.



شکل ۵-۶: برش مقطع یاتاقان ثابت

در این یاتاقانها لقی یاتاقان را به كمك آزمایش های عملی و متناسب با سرعت محیطی تعیین نموده و برای سرعتهای محیطی بالاتر لقی یاتاقان را زیادتیر انتخاب می کنند، تا یاتاقان در اثر خوردگی از بین نرود، در جدول ۱-۶ نتایج آزمایشهای بدست آمده برای مقادیر حداکثر و حداقل شیار شعاعی برای یاتاقانهای هیدرودینامیکی نشان داده شده است. به كمك يك مثال شیوه استفاده از این جدول را نشان

می دهیم. يك میله سوار شده توسط یاتاقان هیدرودینامیکی با $D=\phi 40\text{mm}$ و $n=3000\text{min}^{-1}$ میگردد.

$D \cdot n$ 1000	$D [\text{mm}]$ $n [\text{min}^{-1}]$	10	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
$h_{\max} [\mu\text{m}]$ برای d بزرگتر و $\phi 75 \text{ mm}$		4,6	4,6	4,6	5,1	6,2	7,3	8,4	9,4	10,5	11,7	12,7	13,8	14,9
$h_{\min} [\mu\text{m}]$ برای d بزرگتر و $\phi 75 \text{ mm}$		2,4	2,4	2,4	3	4,1	5,2	6,2	7,4	8,5	9,5	10,7	11,8	12,9
$h_{\max} [\mu\text{m}]$ برای d بزرگتر از $\phi 75 \text{ mm}$		7	7	7	7,2	7,5	8,4	9,5	10,5	11,6	12,7	13,8	15	16
$h_{\min} [\mu\text{m}]$ برای d بزرگتر از $\phi 75 \text{ mm}$		4,2	4,2	4,2	4,2	4,5	5,2	6,2	7,4	8,5	9,5	10,7	11,8	12,9

جدول ۱-۶: رهنمودهای حداقل و حداکثر ارتفاع شیار یاتاقان برای یاتاقانهای هیدرودینامیکی

$h_{\max} [\mu\text{m}]$ - حداکثر ارتفاع شیار یاتاقان $D[\text{mm}]$ - قطر داخلی یاتاقان
 $h_{\min} [\mu\text{m}]$ - حداقل ارتفاع شیار یاتاقان $n[\text{min}^{-1}]$ - دور میله

برای نسبت زیر:

$$\frac{D \cdot n}{1000} = \frac{40 \times 3000}{1000} = 120$$

ارتفاع شیار یاتاقان ما بین $6.2\mu\text{m}$ و $8.4\mu\text{m}$ انتخاب می شود. برای این میله با $\phi 40\text{mm}$ ، ارتفاع شیار بهینه یاتاقان برای دور $n=5000\text{min}^{-1}$ و نسبت:

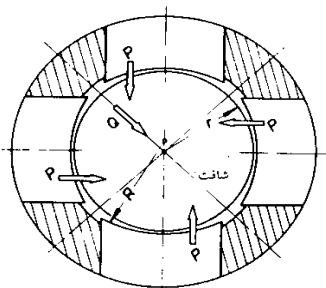
$$\frac{D \cdot n}{1000} = \frac{40 \times 5000}{1000} = 200$$

مابین $10.7\mu\text{m}$ و $12.7\mu\text{m}$ قرار دارد.

چون ارتفاع شیار یاتاقان را برای دورهای بالاتر نمی توان تغییر داد، میله ها با یاتاقانهای ثابت هیدرودینامیکی فقط برای يك محدوده دور كوچك مناسبند. وبه این جهت فقط در میله ماشینهای سوراخکاری ظریف ماشین های ویژه و در خطوط تولیدی و در میله های سنگ زنی و در ماشینهای اونیورسال بکار می روند. ارتفاع شیار یاتاقان و ویسکوزیته روغن بایستی برای محدوده دور مورد نظر توسط سازنده یاتاقان تعیین گردد. در هر صورت حداقل ارتفاع شیار یاتاقان ممکن انتخاب شده، تامقاومت یاتاقان و دقت کاری زیادی حاصل شود، در این صورت شافت بحدی سنگ زنی می شود، تا میزان لقی ما بین شافت و یاتاقان خریداری شده بحد توصیه شده توسط سازنده یاتاقان برسد. بخاطر خنك شدن غیر یکنواخت هنگار كار و ازدیاد طول مختلف می تواند پیش آید كه لقی یاتاقان سرد بزرگتر از لقی در حین كار بشود، بنابراین لقی سرد را كمتر انتخاب نموده اند و یاتاقان را

سنگ

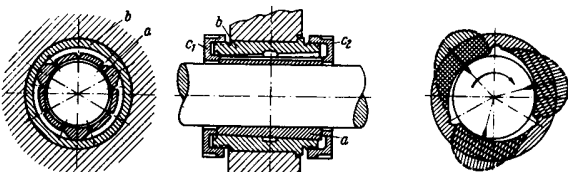
می زنند تا لقی کاری مورد نظر ایجاد گردد. در صورت استفاده از یاتاقانهای چند سطح لغزشی كه لقی آنها قابل تنظیم است. این روند منطبق سازی برای ایجاد حداقل لقی کاری توسط پرداخت کاری بعدی سطوح لغزش لازم نیست. تنظیم حداقل لقی در این یاتاقانها توسط پیچهای تنظیم كه از خارج قابل دسترسی هستند، انجام می گیرد. حداكثر لقی یاتاقان متناسب با بزرگترین دور انتخاب می شود، در هر دور يك وضعیت تعادل مابین نیروی هیدرودینامیکی و نیروی پیش تنش فنر برقرار می گردد، در دورهای بزرگتر نیروی هیدرودینامیکی بزرگتر شده، و فكهایی فنری یاتاقان بطور شعاعی بخارج فشار داده شده، و لقی یاتاقان بزرگتر می شود. در شكل ۶-۶ يك یاتاقان قابل تنظیم بطور شماتیکی نمایش داده شده است.



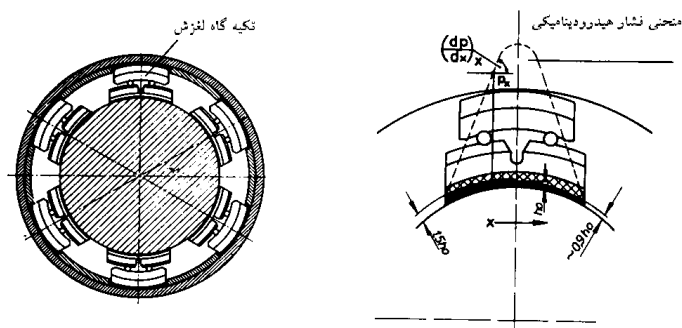
شكل ۶-۶: یاتاقان هیدرودینامیکی با امکان تنظیم لقی

P- نیروی هیدرودینامیکی
Q- بارگذاری تکیه گاه

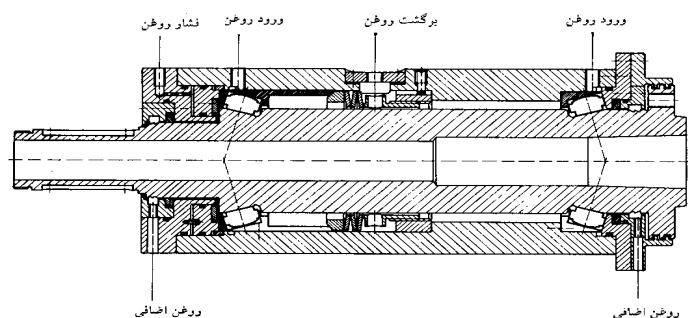
در نوع دیگر یاتاقان (شكل ۷-۶) يك بوش الاستیكي a با سه پره خارجی توسط نقل مكان محوري، به نحوی بداخل پوسته مخروطی b فشار داده می شود. كه مابین شافت و یاتاقان سه شیار گوه ای تشكيل می گردد، لقی یاتاقان باین طریق بطوردستی و دقیق تنظیم می گردد. يك نوع یاتاقان دیگر (اشكال ۸-۶ و ۹-۶) تشكيل شده است. از چندین سطوح لغزشی منظم. سطح اتكاء مخروطی سطوح خارجی اینگونه یاتاقانها هدایت شعاعی و محوري میله را به عهده دارند.



شکل ۶-۷: یاتاقان
Mackensen



شکل ۶-۸: منحنی فشار و
شیار
روغن در تکیه گاههای
(یاتاقانهای) لغزشی



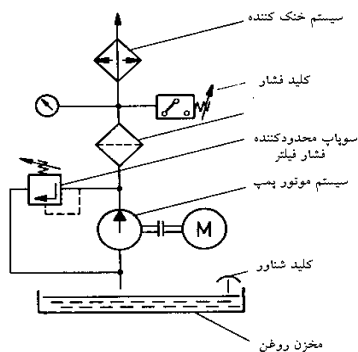
یک میله اصلی با
تکیه گاههای لغزشی

یاتاقان هنگام مونتاژ میله توسط فنرهای بشقابی پیش بارگذاری می‌شوند. قبل از اتصال محرك اصلی پیش‌تنش توسط يك سیستم هیدرولیکی آزاد می‌شود بطوریکه ابتدا میله اصلی با لقی دور می‌زند، سپس فشار هیدرودینامیکی ایجاد شده و دوباره میله را تحت تنش قرار می‌دهد، یاتاقان طرف ابزارگیر ثابت است. بطوریکه یاتاقانی که در طرف محرك قرار دارد، توسط بهم فشردن فنرهای بشقابی بطور محوری قابل تغییر مکان می‌باشد. در نتیجه تغییرات طولی حرارتی میله، بانتهای میله هدایت می‌شوند، در اثر پشت کروی شکل سطوح لغزش و تماس نقطه ای در حلقه خارجی، سطوح لغزشی می‌توانند بر تغییر شکلهای میله ناشی شده از بارگذاری تطبیق پیدا کنند. در این تکیه گاه، چنانچه در شکل ۶-۶ نمایش داده شده لقی بطور خودکار تنظیم می‌شود. در دوره‌های بالاتر نیروی هیدرودینامیکی افزایش یافته و کل یاتاقان در اثر بهم فشردن فنرهای بشقابی در جهت محور تغییر مکان داده می‌شود.

کلیه میله هائی که بطور هیدرودینامیکی سوار شده اند، توسط حرکت آرام، دمپینگ ارتعاشی خوب و دقت گردزنی بالا مشخص می‌شود.

شوند. یاتاقانهای هیدرودینامیکی ثابت برای محدوده دورهای نسبتاً کم تر و یاتاقانها با تنظیم لقی خودکار، برای محدوده دورهای نسبتاً بالاتر بکار میروند. حد برای حداکثر دور در يك روغن مشخص توسط بریدن لایه روغن تعیین شده و حد حداقل دور در جایی است که دیگر فشار هیدرودینامیکی تشکیل نمیگردد.

در دورهای کم و در صورت امکان انتقال گرمای کمتر ترجیحاً از روغنکاری غوطه وری استفاده می شود. این تکیه گاه که کاملاً داخل روغن قرار دارد، می تواند بخاطر دیرتر کهنه شدن نوع روغن خوب در تعداد زیادی از موارد، سالیان دراز بدون نگهداری کار کند. در میله های دور سریع بایستی از روغنکاری خارجی استفاده شود، در این راه حل ایمنی کار بالاتر می باشد به اینجهت کاربرد آن در ماشینهای ابزار رو بافزایش است و برای ایجاد جریان گرمای بیشتر و برای خواسته های بالاترین درجه دقت روغنکاری خارجی بانضمام خنک کردن روغن بکار می رود، (شکل ۶-۱۰).



شکل ۶-۱۰: مدار هیدرولیکی برای روغنکاری خارجی یک محور هیدرودینامیکی

بمنظور ایجاد سریع با درجه حرارت کاری، می توان علاوه بر آن مخزن روغن را به يك سیستم گرمکن قابل تنظیم مجهز نمود. مواضع یاتاقانهای میله بایستی به میزان 58 تا 60HRC سخت کاری، سنگ زنی و پرداخت شود، زبری سطح پیش بینی شده برابر است با: $R_z = 1-2 \mu m$

۶-۱-۲ یاتاقانهای هیدرواستاتیکی:

در حالیکه در یاتاقانهای هیدرودینامیکی اصطکاک سیال توسط انتخاب صحیح سرعت محیطی ویسکوزیته روغن و ضخامت شیار یاتاقان ایجاد می شود. این نوع اصطکاک در یاتاقانهای هیدرواستاتیکی توسط يك دستگاه تدارک روغن مستقر در خارج از راهگاه حتی هنگام توقف نیز تامین می شود.

نیروی تحمل F يك یاتاقان هیدرواستاتیکی تابع فشار حوضچه P_c و سطح حوضچه A_e می باشد، یعنی:

$$F = P_c \cdot A_e$$

تعداد دور میله تاثیر کمی بر این نیرو دارد، مقاومت K یاتاقان هیدرواستاتیکی تابع فشار پمپ P_p سطح حوضچه A_e ، ارتفاع شیار

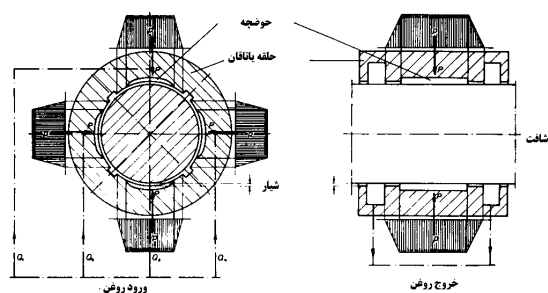
یاتاقان h_0 و نوع شبکه تدارک روغن می باشد: $\left(K \approx \frac{P_p \cdot A_e}{h_0} \right)$ از بین

عوامل مختلف نوع شبکه تدارک روغن بزرگترین تاثیر را بر مقاومت یاتاقان هیدرواستاتیکی دارد. با انتخاب شبکه، فشار

طراحی ماشینهای ابزار پمپ، سطح حوضچه و ارتفاع شیار مناسب می توان به مقاومت بسیار بالایی رسید.

در شکل ۱۱-۶ يك ياتاقان شعاعي هیدرواستاتیکی با چهار حوضچه نمایش داده شده است. دقت گرد زنی يك ياتاقان هیدرواستاتیکی بسیار بالا است. زیرا میله توسط چهار منطقه فشار بطور مرکزي در مرکز هندسی سوراخ نگهداشته می شود. میله هایی که توسط ياتاقان هیدرواستاتیکی سوار شده اند دارای خصوصیات زیر می باشند:

- نیروی تحمل ياتاقان تقریباً تابع تعداد دور نیست.
- دقت گرد زنی بالا است.
- اصطکاک سیال در کلیه دورها وجود دارد.
- آرامی حرکت تامین بوده و
- دمپینگ ارتعاشی بالا است.
- برای محدود دورهای بالاتر مناسب اند.
- و در صورت طراحی مناسب می توانند دارای مقاومت ياتاقان بسیار بالایی باشند. محاسبات توضیح داده شده در بندهای ۵-۱-۴ و ۵-۴-۲ در مورد سطح حوضچه، نیروها و طراحی شبکه تدارک روغن برای ياتاقانهای هیدرواستاتیکی برای ياتاقانهای هیدرواستاتیکی نیز معتبرند.
- ياتاقانهای هیدرواستاتیکی در میله های دقیق ماشین های ابزار اونیورسال و ماشینهای ابزار ویژه بکار می روند.



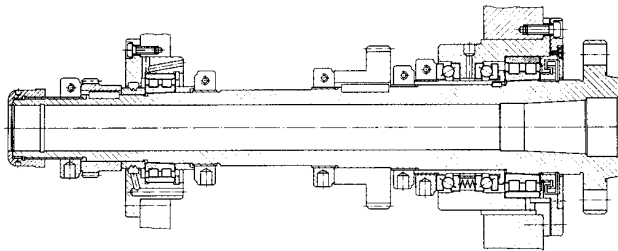
شکل ۱۱-۶: ياتاقان شعاعي هیدرواستاتیکی

۳-۱-۶ ياتاقانهای غلتي برای میله های اصلی:

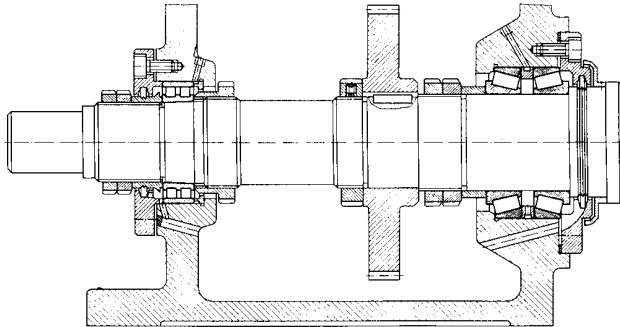
میله هاییکه توسط ياتاقانهای

غلتي سوار شده اند دارای مشخصات اصلی زیر هستند:

- ابعاد كوچك و استاندارد شده
- مناسب برای دورهای مختلف از دور n تا دورهای حداکثر $n = n_{max}$ متناسب با نوع ياتاقان و قطر ياتاقان
- نیروی تحمل ياتاقان برای دوام ثابت با افزایش تعداد دور کاهش پیدا می کند.
- معمولاً حرکت آن آرام است، اما در دورهای بسیار پائین اثر Stick-Slip ایجاد می شود و دمپینگ ارتعاشی کم است.
- میله های ماشینهای ابزار ترجیحاً به كمك انواع ياتاقانهای غلتي زیر سوار می شوند:
- سوار کردن میله بطور شعاعي توسط ياتاقانهای غلتي ساچمه غلتي دوبل و بطور محوري توسط ياتاقانهای ساچمه كروي (شکل ۱۲-۶) یا توسط ياتاقانهای ساچمه كروي مورب (شکل ۶-۱۳).



شکل ۶-۱۲: سوار کردن يك محور ماشین تراش توسط ياتاقانهاي غلتي ساچمه استوانه اي دوبل و ياتاقانهاي ساچمه کروي محوري

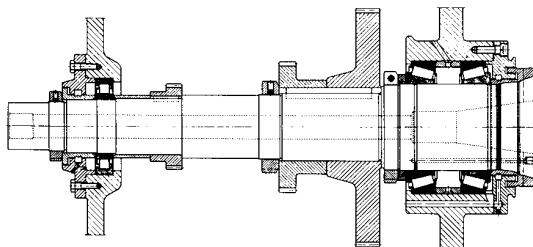


شکل ۶-۱۳: سوار کردن يك محور ماشین تراش توسط ياتاقانهاي غلتي ساچمه استوانه اي دوبل و ياتاقانهاي ساچمه کروي و مورب محوري

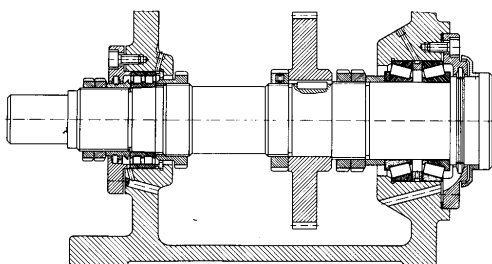
ياتاقانهاي غلتي ساچمه غلتي دوبل در وضعيت پيش تنش گذاري شده داراي مقاومت شعاعي و دقت گرد زني بالائي هستند. توسعه گرما در اين ياتاقانها نسبتاً کم است. ياتاقانهاي ساچمه کروي مورب محوري براي تعداد دورهاي بالاتر از ياتاقانهاي ساچمه کروي محوري مناسبند.

تکیه گاههاي نمايش داده شده در اشکال ۶-۱۲ و ۶-۱۳ براي دورهاي و بارگذاريهاي متوسط و بنابر اين ترجيحاً در ماشينهاي تراش و فرز بکار ميروند.

- سوار کردن شعاعي و محوري میله توسط ياتاقانهاي ساچمه مخروطي، ياتاقان عمودي اغلب تنها يك ياتاقان شعاعي است. بطور مثال يك ياتاقان غلتي غلتي ساده (شکل ۶-۱۴) يا يك ياتاقان غلتي غلتي دوبل (شکل ۶-۱۵)



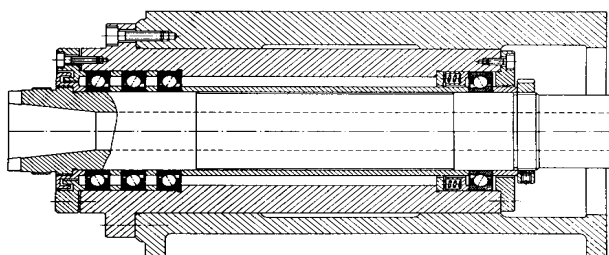
شکل ۶-۱۴: سوار کردن میله يك ماشین فرز توسط ياتاقانهاي غلتي ساچمه مخروطي



شکل ۶-۱۵: سوار کردن يك میله ماشین تراش توسط ياتاقانهاي غلتي ساچمه مخروطي

طراحی ماشینهای ابزار از بین یاتاقانهای غلتی، یاتاقانهای غلتی ساچمه مخروطی دارای حداکثر مقاومت شعاعی و محوری می باشند اما دقت گرد زنی این یاتاقانها نسبتاً کم است. و در بارگذاری بالا و در دوره های بالاتر توسعه گرمای شدیدی وجود دارد، که موجب تغییر لقی یاتاقان می شود. یاتاقانهای ساچمه مخروطی در میله های قویاً بارگذاری شده با دوره های نسبتاً کم بطور مثال میله اصلی ماشینهای تراش و فرز روتراش (زیر تراش) بکار می روند.

- سوار کردن شعاعی و محوری بسیار دقیق میله توسط یاتاقانهای ساچمه کروی مورب بسیار دقیق (شکل ۶-۱۶)



شکل ۶-۱۶: سوار کردن محور توسط یاتاقانهای ساچمه کروی مورب بسیار دقیق

یاتاقانهای ساچمه کروی مورب بسیار دقیق درمقایسه با سایر انواع کلیه یاتاقانهای غلتی توسط حداکثر دقت گردزنی خود متمایز می شوند. مقاومت شعاعی و محوری اینگونه یاتاقانها نسبتاً پائین است. یاتاقانهای ساچمه کروی مورب بسیار دقیق قبل از هرچیز در میله های دقیق دور سریع، بطور مثال در میله های تراش ظریف و در میله های سنگ زنی سوراخهای ظریف بکار می روند. اگر تکیه گاه اصلی توسط ترکیب سه (شکل ۶-۱۶) یا چهار یاتاقان ساچمه کروی مورب بسیار دقیق (کنار هم ردیف شده) طراحی شده باشد این تکیه گاه بخاطر قابلیت تحمل بالاتر می تواند بارگذاریهای متوسط را نیز تحمل کند.

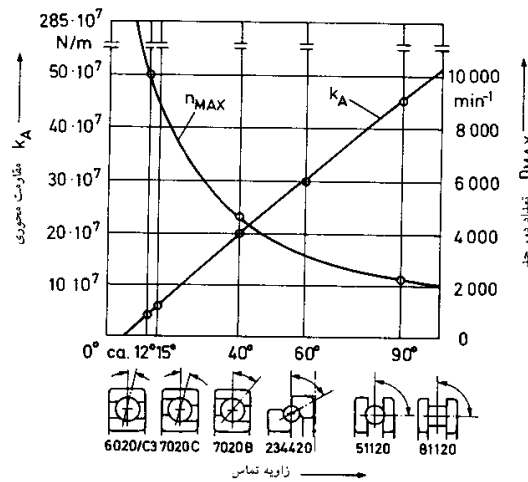
از این توضیحات مشهود است که تکیه گاههایی که برای دوره های بالاتر طراحی می شوند، دارای مقاومت زیادی نیستند. مابین مقاومت تکیه گاهی و تعداد دور محاز نسبت تناسب معکوس وجود دارد. جدول ۶-۲ این مقادیر را در سه نوع تکیه گاههای خاص برای قطر داخلی یاتاقان $D=120\text{mm}$ نشان می دهد.

مقاومت محوری تابع زاویه تماس می باشد (شکل ۶-۱۷) با افزایش زاویه تماس مقاومت نیز افزایش پیدا کرده و تعداد دور حد کاهش می یابد.

نوع یاتاقان	تعداد دور مجاز [min^{-1}]	مقاومت شعاعی [$\text{N} / \mu\text{m}$]
یاتاقان ساچمه مخروطی	1600 (در چربی) 2200 (در روغن)	3500 (با بارگذاری 10000N)
یاتاقان ساچمه غلطکی دوبر	3400 (در چربی) 4000 (در روغن)	3200 (با بارگذاری 10000N)

یاتاقان ساچمه کروی بسیار دقیق	5600 (درچربی) 9000 (در روغن)	500 (با بارگذاری 10000N)
----------------------------------	-----------------------------------	--------------------------------

جدول ۶-۲: مقاومت شعاعی و تعداد دور مجاز برای انواع مختلف یاتاقانها که برای قطر یاتاقان $D=120\text{mm}$ بدست آمده است .



شکل ۶-۱۷: مقاومت و دور حد تابع زاویه تماس

مقاومت

میله های اصلی

دقت کاری يك ماشین ابزار كه توسط دقت ابعاد، دقت فرم هندسي و مرغوبیت سطح يك قطعه كار ماشین کاری شده تعیین می شود، بطور مستقیم تابع مقاومت استاتیکی و دینامیکی و حرارتی سیستم - تکیه گاه - میله می باشد. فاصله تکیه گاهی، طول بازوی اهرمی نیرو، مقاومت یاتاقان ها و تعداد یاتاقانها نیز بر مقاومت استاتیکی و دینامیکی و حرارتی سیستم تاثیر دارند. طراح بایستی این تاثیرات را بشناسد تا بتواند تکیه گاههای میله را متناسب با خواسته های مقاومت مورد نظر، انتخاب یا طراحی نماید.

در حالیکه دقت ابعاد و فرم هندسي قطعه بخصوص تابع مقاومت استاتیکی سیستم تکیه گاه میله است، مرغوبیت سطح بیش از همه تابع مقاومت دینامیکی K_{dyn} -سیستم می باشد، چنین داریم:

$$K_{slat} = \frac{F}{Y}$$

$-F$ نیروی استاتیکی

$$K_{dyn} = \frac{\tilde{F}}{\tilde{y}}$$

$-\tilde{F}$ نیروی دینامیکی

$-Y$ ارتفاع خمش استاتیکی

$-\tilde{y}$ دامنه نوسان

۷-۱ مقاومت استاتیکی میله اصلی:

خمش کل سیستم تکیه گاه - میله در محل اثر نیرو طبق قوانین مقاومت مصالح و با جمع کردن خمش میله و خمش یاتاقان محاسبه می شود:

(۱-۷)

$$y = y_{sp} + y_l = \frac{F \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot J_{sp} \cdot E} \left(1 + \frac{a}{b}\right) + \frac{F}{b^2} \left[\frac{(a+b)^2}{K_v} + \frac{a^2}{k_h} \right]$$

a - طول بازوی اهرمی
استاتیکی

b - فاصله تکیه گاهی
محوری میله

K_v - مقاومت شعاعی یاتاقان جلوئی

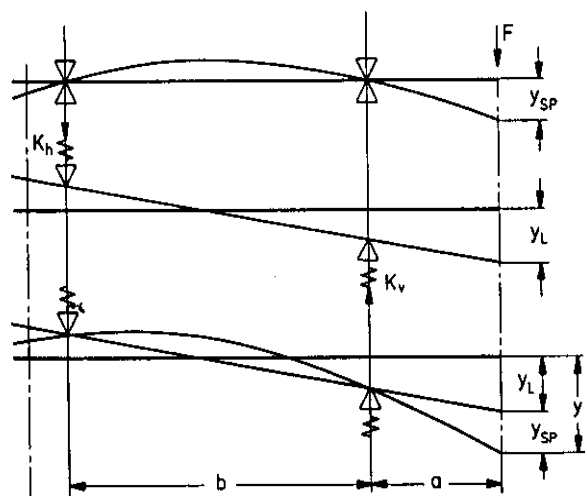
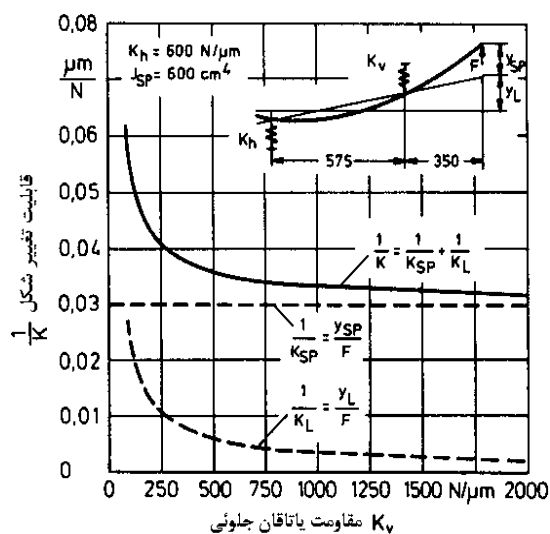
یاتاقان در محل اثر نیرو

K_h - مقاومت شعاعی یاتاقان عقبی
خمش میله در محل اثر نیرو

E - ضریب الاستیسیته

در شکل ۱-۷ خمش سیستم تکیه گاه - میله بطور شماتیکی نمایش داده شده است ، تاثیر مقاومت یاتاقان جلو بر خمش Y یا بر قابلیت تغییر شکل $\frac{Y}{F}$ در محل اثر نیرو را می توان در هر مورد طبق رابطه فوق محاسبه کرد.

این تابعیت برای ارقام معلوم ($J_{sp}=600[\text{cm}^4]$, $K_h=600[\text{N}/\mu\text{m}]$, $b=575[\text{mm}]$, $a=350[\text{mm}]$) در شکل ۲-۷ نشان داده شده است.



شکل

شکل ۱-۷: کل تغییر شکل سیستم یاتاقان - محور

شکل ۲-۷: تاثیر مقاومت یاتاقان جلو بر تغییر شکل

در محل اثر نیرو
محل
اثر
نیرو

با افزایش مقاومت یاتاقان برآیند قابلیت تغییر شکل سیستم تکیه گاه - میله کاهش پیدا می‌کند. تغییر شکل‌پذیری در محدوده های مقاومت تکیه‌گاهی کمتر قویاً تابع مقاومت یاتاقان می‌باشد. فاصله تکیه‌گاهی بهینه برای حداقل میزان خمش در محل اثر نیرو را می‌توان محاسبه کرد. به این منظور رابطه (۷-۱) را نسبت به b مشتق‌گیری نموده و مشتق را برابر با صفر قرار می‌دهند:

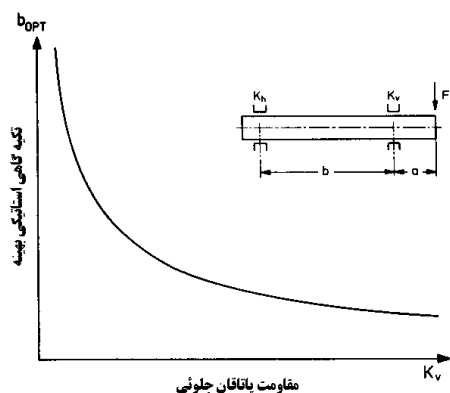
$$\frac{dy}{db} = 0$$

چنین بدست می‌آید:

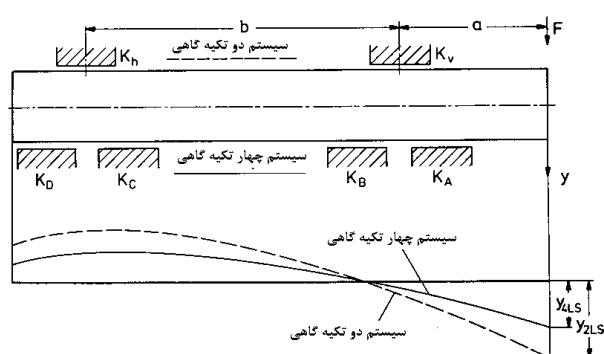
$$b^3 - \frac{6.E.J_{sp}}{a.k_v}.b - \frac{6.E.J_{sp}(k_v + k_h)}{k_v.k_h} = 0 \quad (7-2)$$

طبق رابطه (۷-۲) اگر کلیه ارقام تکیه گاهی موجود در رابطه معلوم باشند، می‌توان تاثیر مقاومت یاتاقان جلوئی K_v بر فاصله تکیه گاهی بهینه استاتیکی b را بدست آورد. این رابطه در شکل ۷-۳ بطور کیفی نمایش داده شده است از این تابعیت مشهود است که برای نیل به مقاومت های بالاتر یاتاقان جلو، بایستی فواصل تکیه گاهی کوچکتری انتخاب شود، تا خمش در محل اثر نیرو به حداقل مقدار خود برسد، فاصله تکیه گاهی بهینه در محدوده مقاومت یاتاقانی کمتر، بسیار شدید تابع مقاومت شعاعی یاتاقان جلوئی است، به این جهت بخصوص در محدوده مقاومت یاتاقانی کمتر محاسبه فاصله تکیه گاهی استاتیکی بهینه مهم است.

خمشها در محل اثر نیروی يك سیستم چند تکیه گاهی کمتر از سیستم دو تکیه گاهی است (شکل ۷-۴). شافت توسط دومین یاتاقان جلوئی در نزدیکی محل اثر نیرو چنان مقاوم شده است که خمش آن در مقایسه با سیستم دو تکیه گاهی به مراتب کمتر می‌شود.



شکل ۷-۳: تاثیر مقاومت یاتاقان جلو بر فاصله تکیه گاهی استاتیکی بهینه



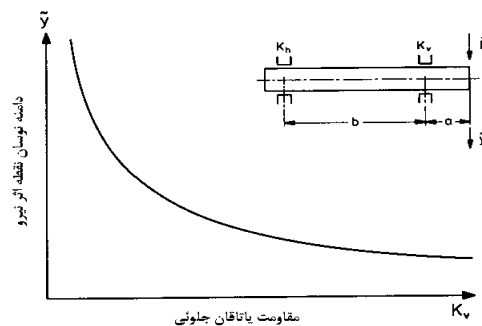
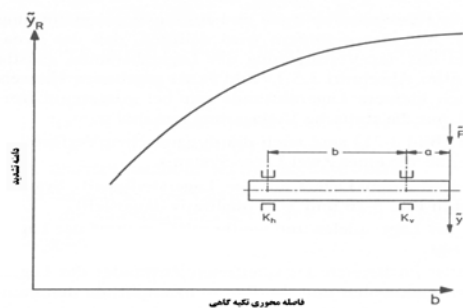
شکل ۷-۴: تغییر شکل سیستم چندتکیه گاهی در محل اثر نیرو

با افزایش فاصله e مابین دو یاتاقان جلو، برآیند خمش سیستم تکیه گاه - میله در محل اثر نیرو کمتر می‌شود. میزان افزایش فاصله e اما دارای حدیست، زیرا با افزایش بیش از حد فاصله e یاتاقان جلو آنقدر به یاتاقان عقب نزدیک می‌شود، که امتیازات دومین یاتاقان جلو دیگر اثر نمی‌کند.

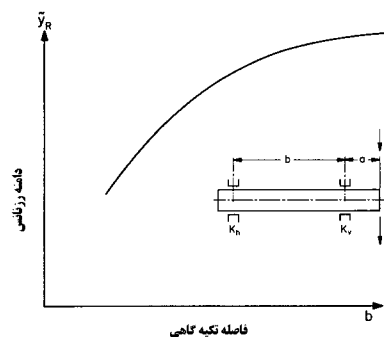
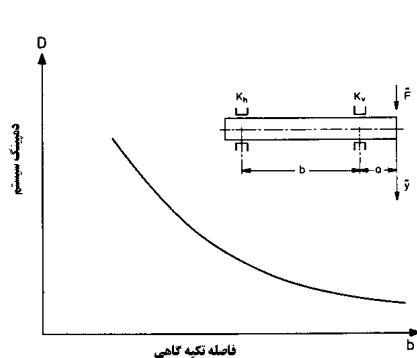
۷-۲ مقاومت دینامیکی میله های اصلی

مقاومت دینامیکی میله های اصلی به تفصیل بطور نظری و عملی بررسی شده است. بعضی از روابط مشخصه ویژه عکس العمل‌های دینامیکی سیستم تکیه‌گاه - میله در اشکال ۷-۵ تا ۷-۱۰ بطور کیفی نمایش داده شده‌اند. دامنه های نوسانی $\tilde{y}$ در محل تاثیر نیرو که تحت تاثیر نیروی دینامیکی $\tilde{F}$ ایجاد شده است با افزایش مقاومت یاتاقان جلوئی کاهش پیدا می‌کند، (شکل ۷-۵). مسیر منحنی های $\tilde{y} = f(k_v)$ که در اینجا بطور کیفی نشان داده شده، مشابه منحنی‌های

$y=f(k_v)$ شکل ۷-۲ است. مقاومت‌های بالاتر یاتاقانها، بر عکس العمل دینامیکی سیستم تکیه‌گاه - میله تاثیر بسیار مناسبی دارند، زیرا با کاهش دامنه نوسان، همزمان فرکانس‌های رزونانس افزایش پیدا می‌کنند (شکل ۷-۶)



شکل ۷-۵: تاثیر مقاومت یاتاقان جلو بر دامنه نوسان در محل اثر نیرو
شکل ۷-۶: تاثیر مقاومت یاتاقان جلو بر فرکانس رزونانس
تاثیر فاصله تکیه‌گاهی بر دامنه رزونانس و بردمپینگ سیستم در اشکال ۷-۷ و ۷-۸ نشان داده شده است.

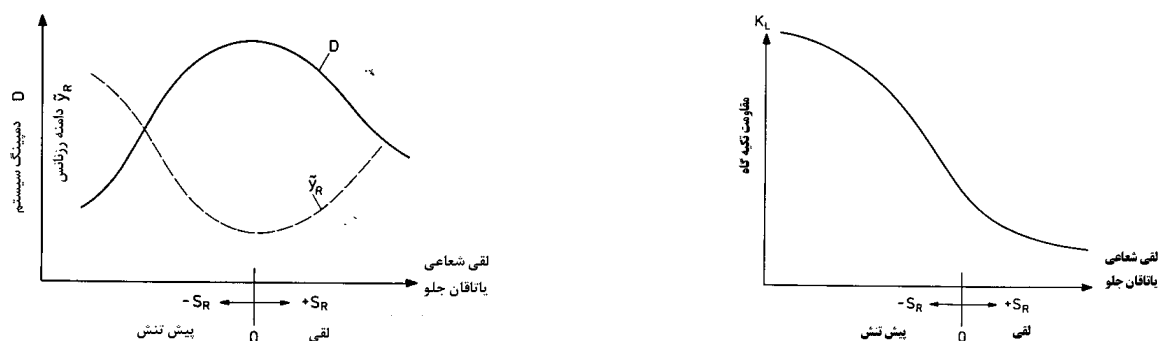


شکل ۷-۷: تاثیر فاصله تکیه‌گاهی بر دامنه رزونانس
شکل ۷-۸: تاثیر فاصله تکیه‌گاهی بر دمپینگ سیستم

از این اشکال مشهود است که کاهش فاصله تکیه‌گاهی بر عکس‌العمل میله های اصلی تاثیر مناسب دارد، در اینجا

توجه‌ها را به نکته آورده شده، در بخش ۶-۵-۱ (شکل ۷-۳) جلب می‌نماید، که طبق آن بایستی فواصل تکیه‌گاهی کوچکتر (فقط) برای مقاومت‌های یاتاقانی بزرگتر، انتخاب شوند، تا خمش استاتیکی حداقل بشود. مشابه با خمش استاتیکی (شکل ۷-۴) تغییر شکل‌های دینامیکی یک سیستم چند تکیه‌گاهی نیز کمتر از سیستم دو تکیه‌گاهی است. تاثیر لقی شعاعی یاتاقان جلو بر مقاومت یاتاقان، دمپینگ سیستم و دامنه رزونانس در اشکال ۷-۹ و ۷-۱۰ بطور کیفی نشان داده شده است.

آنچه مشهود است. این است که با کاهش لقی یاتاقان و با افزایش تنش گذاری یاتاقان، مقاومت یاتاقان افزایش پیدا می‌کند، مناسب ترین عکس العمل دینامیکی در محدوده وضعیت بدون لقی یاتاقان ($S_R=0$) قرار دارد، زیرا دمپینگ سیستم به حداکثر و دامنه رزونانس حداقل می‌رسد.



شکل

شکل ۷-۹: تاثیر لقی یاتاقان بر مقاومت تکیه‌گاه
 ۷-۱۰: تاثیر لقی یاتاقان بر دمپینگ سیستم و دامنه رزونانس

۷-۳ مثال آموزشی

برای میله زیر بایستی فاصله تکیه‌گاهی استاتیکی بهینه و خمش کل سیستم تکیه‌گاه میله اصلی در محل اثر نیرو محاسبه شود:

مقاومت میله های اصلی
۱۱۳

قطر میله :

$D=0.120[m]$ طول بازوی اهرمی نیرو:

$$a = 0.350[m]$$

مقاومت شعاعی یاتاقان جلو:

$$K_v=1300 \times 10^6 [N/m]$$

مقاومت شعاعی یاتاقان عقب:

$$K_h=1000 \times 10^6 [N/m]$$

$$E = 2.10^{11} [N/m^2]$$

$F = 30.000[N]$ ضریب الاستیسیته میله :

بارگذاری :

استاتیکی

حل :

ممان اینرسی سطحی محوری میله طبق رابطه زیر محاسبه میشود:

$$J_{sp} = \frac{\pi.D^4}{64} = \frac{\pi \times 0.120^4}{64} = 1.02 \times 10^{-5} [m^4]$$

فاصله تکیه گاهی استاتیکی بهینه ، برای حداقل خمش سیستم در محل اثر نیرو ، طبق رابطه زیر محاسبه میشود :

$$b^3 - \frac{6.E.J_{sp}}{a.k_v} . b - \frac{6.E.J_{sp} (k_v + k_h)}{k_v.k_h} = 0$$

با قرار دادن ارقام معلوم در رابطه چنین نتیجه میشود :

$$b^3 - \frac{6 \times 2.1 \times 10^{11} \times 1.02 \times 10^{-5}}{0.350 \times 1300 \times 10^6} . b - \frac{6 \times 2.1 \times 10^{11} \times 1.02 \times 10^{-5} (1300 + 1000) \times 10^6}{1300 \times 10^6 \times 1000 \times 10^6} = 0$$

رابطه نهایی را میتوان به فرم زیر نوشت :

$$b^3 - 0.0282 \quad b - 0.0227 = 0$$

از این رابطه فاصله تکیه گاهی استاتیکی بهینه به دست می آید :

$$b = 0.310 [m]$$

خمش کل سیستم تکیه گاه - میله در محل اثر نیرو طبق رابطه زیر محاسبه میشود

$$y = \frac{F.b.a^2}{3J_{sp}.E} \left(1 + \frac{a}{b}\right) + \frac{F}{b^2} \left[\frac{(a+b)^2}{k_v} + \frac{a^2}{k_n} \right]$$

$$y = \frac{30.000 \times 0.31 \times 0.35^2}{3 \times 1.02 \times 10^{-5} \times 2.1 \times 10^{11}} \left(1 + \frac{0.35}{0.31}\right) + \frac{30.000}{0.31^2} \left[\frac{(0.35 + 0.31)^2}{1300 \times 10^6} + \frac{0.35^2}{1000 \times 10^6} \right] =$$

$$0.000520 \, m = 0.52[mm]$$

محركها از نظر کاربردي به محركهاي اصلي ، محركهاي پيشروي و محركهاي كمكي تقسيم بندي شده اند، براي تغذيه محركها از موتورهاي الكتريكي استفاده ميشود و پس از تبديل قدرت الكتريكي كه همراه با ضايعات مي باشد در عمليات براده برداري بهره برداري ميشود.

۸-۱ محرکهای اصلی

در اغلب ماشینهای ابزار محرك اصلی توسط يك موتور آسنكرون القائي سه فاز دور ثابت همراه با يك جعبه دنده با امکان تعویض دور و یا توسط يك موتور يكسو با امکان تنظیم پیوسته دور تحقق می پذیرد. در سالهای اخیر موتور سه فاز قابل تنظیم نیز در ماشینهای ابزار بکار رفته است، از موتورهای هیدرولیکی بعنوان محركهای اصلی با یکنواختی کمتر حرکت نیز استفاده میشود.

محركهاي اصلي ميتوانند با امكان تنظيم دور به صورت مرحله اي يا با امكان تنظيم پيوسته دور طراحي شوند. چون تنظيم پيوسته دور امكان انتخاب مناسبترين دور براي سرعت برشي متناسب با شرائط كاري حاضـر را مـمكـن مـيـنـمـايد، بطور فزاينده در ماشينهاي ابزار نوساز بكار مي-رود.

در این بخش محرکهای مکانیکی مرحله ای و محرکهای پیوسته الکتریکی و هیدرولیکی را بررسی می

می‌نمائیم . از بررسی محرکهای مکانیکی پیوسته بدلیل نواقص زیر صرف نظر می‌کنیم .

- انتقال حرکت همراه با لغزش است .
- میزان سائیدگی بالا و به این جهت دوام آنها کمتر است .
- هزینه آنها زیاد است .

در محرکهای اصلی، یعنی در محرکهای میله اصلی، با وجود تغییرات دور میله اصلی نیاز به قدرت ثابتی میباشد، یعنی :

$$P_c = F_c \cdot V_c = \text{ثابت}$$

$$V_c = \frac{\pi D n}{60} \quad , \quad M = F_c \cdot \frac{D}{2} \quad \text{با :}$$

رابطه قدرت تبدیل میشود به :

$$P_c = \frac{2M}{D} \cdot \frac{\pi D n}{60}$$

$P[W]$ قدرت محرك اصلی یعنی قدرت میله

$F_c[N]$ نیروی تراش اصلی (اشکال ۲-۱۶ و ۲-۱۷) که در خلاف جهت

نیروی دورانی میله اثر می‌کند.

$$P = M \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} = \text{ثابت} = cte \quad \text{یا :} \quad (۱-۸)$$

$V_c[m/s]$ سرعت تراش

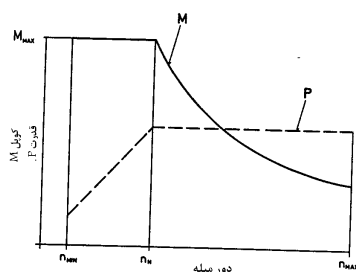
$D[m]$ قطر (قطر قطعه کار یا ابزار)

$n[\text{min}^{-1}]$ دور میله اصلی

$M[Nm]$ گشتاور میله اصلی

برای تعیین قدرت موتور P_M بایستی راندمان η جعبه دنده را نیز رعایت نمود :

$$P_M = P / \eta \quad (۲-۸)$$



نمونه یک منحنی محرك اصلی در شکل ۱-۸
نمایش داده شده است :

شکل ۱-۸ :

منحنی نوعی یک محرك اصلی

چنانچه مشاهده میشود. تغییرات دور، در کل محدوده دور با قدرت ثابت بوقوع نمی پیوندد. با کاهش تعداد دور، افزایش گشتاور محرك با قدرت ثابت همیشه سریعتر میشود. به این جهت حداکثر گشتاور محركي $M_{\max}$ که میله اصلي می تواند منتقل کند. حد پائین آن دور میله اصلي را تعیین می نماید که در آن هنوز قدرت ثابت است، این دور، دور اسمي n_N نامیده شده است. دور میله اصلي براي فاز قدرت ثابت مابین n_N و $n_{\min}$ و دور میله اصلي براي فاز گشتاور ثابت بین دور n_N و $n_{\min}$ تغییر می کند. به این جهت تعداد دور اسمي n_N ، هنگام طراحی محرك اصلي را به کمک حداکثر گشتاور محرك $M_{\max}$ قابل انتقال توسط میله اصلي، بعنوان یک معیار مهم براي انتخاب، محاسبه می کند، یعنی :

$$(۳-۸) \\ n_N = \frac{P}{M_{\max}} \cdot \frac{30}{\pi}$$

۸-۱-۱ یک موتور سه فاز آسنکرون القائي با دور ثابت به عنوان محرك اصلي

اینگونه محرکها شامل یک موتور سه فاز القائي با دور ثابت و یک جعبه دنده مرحله اي هستند. بخاطر ساختمان ساده، فرم مناسب، ایمنی کاری بالا و هزینه تولید نسبتاً پائین، اینگونه محرکها هنوز هم در بسیاری از ماشینهای ابزار بکار می روند، اما اینگونه محرکها بمرور زمان و بطور فزاینده توسط محرکهای سه فاز خودکار (servo) و یا محرکهای یکسوي قابل تنظیم جایگزین میشوند.

مکانیزمهای مکانیکی مرحله اي میتوانند بصورت مکانیزمهای تسمه اي، چرخنده اي تعویضي، چرخنده اي انتقالی یا مکانیزمهای کلاچی طراحی شده باشند. برای تغییر دور خودکار از مکانیزمهای کلاچی استفاده میشود.

تنظیم دور در این محرکها مرحله بندي شده است و اغلب یک مرحله بندي هندسي دور، که در آن نسبت دو

دور مجاور ثابت است بکار می رود، در اینصورت چنین داریم :

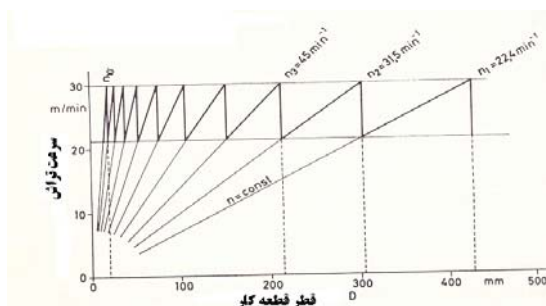
$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_z}{n_{z-1}} = \phi$$

$$n_z = n_{z-1} \cdot \phi = n_1 \phi^{z-1} \Rightarrow \frac{n_z}{n_1} = \phi^{z-1} \quad (۴-۸)$$

ϕ - رشد مرحله ای دور n_1 - کوچکترین دور

n_z - بزرگترین دور z - تعداد مراحل (تعداد دورها)

یک منحنی به اصطلاح اره ای برای مرحله بندی هندسی در شکل ۲-۸ نمایش داده شده است.



شکل ۲-۸ :

منحنی اره ای برای مرحله بندی

هندسی

در مثال یک جعبه دنده ده مرحله

ای آن توزیع قطر کاری نمایش داده شده است که در یک سرعت برش فرضی برابر با $V_c = 30 \text{ m/min}$ میتوان ماشینکاری کرد، یک رشد مرحله ای $\phi = 1.4$ انتخاب شده است. کوچکترین دور برابر با $n_1 = 22.4 [\text{min}^{-1}]$ و حداکثر دور برابر با $n_{10} = 450 [\text{min}^{-1}]$ انتخاب شده است. مرحله بندی هندسی به این دلیل مناسب است که درصد کاهش دور از یک مرحله به مرحله دیگر ثابت است.

دورهای میله اصلی برای ماشین های ابزار طبق استاندارد ISO 229-1971 و DIN 804 استاندارد شده اند. (جدول ۱-۸).

طبق این استاندارد برای رشد مرحله ای دورها اعداد زیر پیش بینی شده اند :

$$\phi = 1.12$$

$$\phi = 1.25$$

$$\phi = 1.4$$

$$\phi = 1.6$$

$$\phi = 2$$

۲-۱-۸ موتور جریان یکسو بعنوان محرک اصلی :

منحنی محرك اصلی شکل ۱-۸ را میتوان توسط یک موتور جریان یکسو نیز تحقق بخشید. قسمت منحنی مابین $n_{\min}$ و n_N را

میتوان توسط تغییر اختلاف پتانسیل آرمیچر و مابین $n_{\max}$ و n_N را توسط تضعیف جریان مغناطیسی « ϕ » ایجاد نمود. اینکه تعداد دور چگونه توسط تغییر اختلاف پتانسیل آرمیچر و جریان مغناطیسی تغییر میکند را رابطه

$$U_a = K_I \cdot \phi \cdot n + R_a \cdot I_1 + L_a \frac{dI_1}{dt} \quad \text{زیر نشان میدهد:} \quad (۵-۸)$$

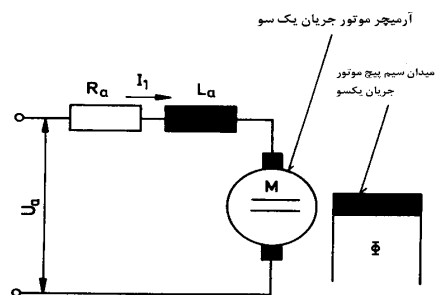
U_a - اختلاف پتانسیل آرمیچر R_a - مقاومت
 K_I - ضریب تناسب I_1 - جریان آرمیچر
 ϕ - جریان مغناطیسی موتور L_a - ضریب القایی موتور
 n - دور موتور t - زمان
 نقشه مداری موتور جریان یکسو، برای روشن کردن رابطه فوق در شکل ۳-۸ نشان داده شده است.

ارقام اسمی دور در دقیقه										ارقام جدی دور در دقیقه برای سری اصلی					
سریهای استنتاج شده										برای ترانس های R20					
سری اول										برای ترانس های مکانیکی و الکترونیکی					
R 20		R 20/2		R 20/3 (.2800.)		R 20/4 (.1400.)		R 20/6 (.2800.)							
φ = 1.12		φ = 1.25		φ = 1.4		φ = 1.6		φ = 1.6		φ = 2		- 2 %	+ 3 %	- 2 %	+ 6 %
1		2		3		4		5		6		7	8	9	10
100												98	103	98	106
112												110	116	110	119
125												123	130	123	133
140												138	145	138	150
160												155	163	155	168
180												174	183	174	188
200												196	206	196	212
224												219	231	219	237
250												246	259	246	266
280												276	290	276	299
315												310	326	310	335
355												348	365	348	376
400												390	410	390	422
450												438	460	438	473
500												491	516	491	531
560												551	579	551	596
630												618	650	618	669
710												694	729	694	750
800												778	818	778	842
900												873	918	873	945
1000												980	1030	980	1060

جدول ۸-۱: دوره های میله اصلی برای ماشینهای ابزار طبق

استاندارد DIN 804 یا ISO 229-7977

سریهای R20, R20/2 و R20/4، را میتوان با تقسیم یا ضرب در ۱۰، ۱۰۰ و غیره بطرف پائین یا بالا توسعه داد. سریهای R20/3 و R20/6 برای سه طیف ده دهی ذکر شده اند، زیرا اعدادشان در هر چهارمین طیف ده دهی تکرار میشوند.



شکل ۸-۳: منحنی اَره ای برای مرحله

بندی هندسی

از این رابطه روشن میشود که تعداد دور، وقتی اختلاف پتانسیل آرمیچر افزایش پیدا کند، بطور خطی رشد می یابد، زیرا جریان مغناطیسی و جریان آرمیچر بدون تغییر مانده و گشتاور ثابت می ماند.

$$M = k_2 \cdot I_a \cdot \phi$$

(۸-۶)

k_2 - ضریب تناسب است .

قدرت موتور متناسب با دور بطور خطی افزایش پیدا می کند :

$$P = M \cdot n \cdot \frac{\pi}{30}$$

با تضعیف جریان مغناطیسی تعداد دور افزایش پیدا می کند، زیرا اختلاف پتانسیل آرمیچر و جریان آرمیچر ثابت میمانند.

گشتاور در این تغییر کاهش پیدا می کند، زیرا اختلاف پتانسیل آرمیچر تغییر نمی کند. با افزایش همزمان تعداد دور و کاهش گشتاور، در این نوع تنظیم، قدرت تغییر نمی کند.

در محدوده تنظیم آرمیچر میتوان دور را تا نسبت ۱۰۰ بدون اشکال تنظیم نمود، در محدوده طیف نسبتهای $\frac{n_{max}}{n_N}$ تنظیم تنها تا

نسبت ۳ اقتصادی است، چون اغلب در عمل محدوده دورهای بزرگتری با قدرت ثابت ضروری است، برای توسعه آن مابین موتور محرک و میله اصلی مکانیزمهای کاهنده سوار می کنند. موتورهای یکسوالغلب توسط تریستورها و ترانزیستورها کنترل می شوند. در حالیکه تریستورها دارای راندمانی خوب بوده و نیاز به فضای کمی دارند و اغلب برای کنترل پیوسته بکار می روند، از ترانزیستورها که بدون کندي کار میکنند در محرکهای سریع کم قدرت استفاده میشود (به بخش ۸-۲-۳ مراجعه شود) .

در يك مثال چگونگی طراحی يك محرك اصلي توسط موتور يكسو توضیح داده می شود.

مشخصات معلوم :

- حداکثر دور میله اصلي

$$n_z = n_{\max} = 2800 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

- حداقل دور میله اصلي

$$n_1 = n_{\min} = 28 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

- رشد مرحله ای، مرحله بندي هندسي

$$\varphi = 1.26$$

- قدرت میله اصلي

$$P = 30 \times 10^3 \text{ [W]}$$

- بزرگترین گشتاور میله اصلي

$$M_{\max} = 3250 \text{ [N.m]}$$

* مشخصاتی که بایستی محاسبه شوند *

تعداد مراحل دورها طبق رابطه شناخته شده برای مرحله بندي هندسي محاسبه میشود.

$$\frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1}$$

$$\text{یا } Z = \frac{\log \frac{n_z}{n_1}}{\log \varphi} + 1 = \frac{\log \frac{2800}{28}}{\log 1.26} + 1 = 20.93 \approx 21$$

بنابراین چنین بدست می آید :

$$\varphi^{z-1} = \varphi^{20} = 101.72 \approx 100$$

تعداد دور اسمی برابر میشود با :

$$n_N = \frac{P}{M_{\max}} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{30 \times 10^3}{3250} \cdot \frac{30}{\pi} = 88.15 \approx 90 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

نسبت $\frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ برابر میشود با :

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2800}{28} = 100 = \frac{n_{\max}}{n_N} \cdot \frac{n_N}{n_1} = \frac{2800}{90} \cdot \frac{90}{28} = 31.11 \times 3.12$$

طراحی محرك اصلي :

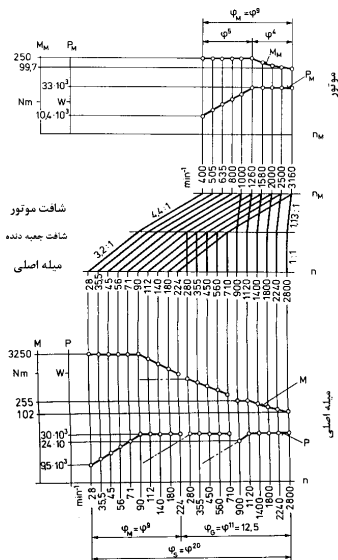
چون نسبت $\frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ خیلی بزرگتر از ۳ میباشد بایستی بین موتور و

میله اصلي از يك مکانیزم کاهنده استفاده نمود. این مسئله را میتوان به چند طریق حل کرد، به این جهت سه راه حل فرضی را برای این مسئله نشان می دهیم :

راه حل a (شکل ۸-۴)

و از دور $1260 \text{ [min}^{-1}]$ تا دور $3160 \text{ [min}^{-1}]$ با کنترل طیف مغناطیسی تنظیم میگردد :

$$Z = \frac{\log \frac{3160}{1260}}{\log 1.26} + 1 = 4.98 \approx 5$$



شکل ۸-۴ :

تصویر دور طبق اولین راه حل

$$\varphi^{z-1} = \frac{3160}{1260} = 2.12 = \varphi^4$$

در کل ۱۰ مرحله دور موتور با رشد مرحله ای کل زیر وجود دارد :

$$\varphi_M = \varphi^5 \cdot \varphi^4 = \varphi^9 = 8$$

جعبه دنده سه مرحله ای است ($i_1 = 1.13$, $i_2 = 4.4$, $i_3 = 4.4 \times 3.2 = 14$) با نسبت دورهای زیر :

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{2800}{224} = 12.5$$

$$Z = \frac{\log \frac{2800}{224}}{\log 1.26} + 1 = 11.93 \approx 12$$

با تعداد مرحله برابر با :

$$\varphi^{z-1} = \varphi_G = \varphi^{11} = 12.71$$

و با رشد مرحله ای کل زیر :

رشد مرحله ای کل محرك اصلی ترکیب شده است از رشد مرحله ای کل موتور φ_M و جعبه دنده φ_G :

قدرت موتور چنین تعیین میشود :

گشتاور اسمی موتور به کمک قدرت موتور و دور اسمی موتور محاسبه میشود :

کوچکترین قدرت موتور برای $n_{M \min}$ می باشد، یعنی:

کوچکترین گشتاور موتور در $n_{M,max}$ و $P_{M,max}$ ایجاد میشود :

راه حل b (شکل ۸-۵)

شکل ۸-۵ :

تصویر دور طبق دومین راه حل

تعداد دور موتور در این راه حل دور از $505[\text{min}^{-1}]$ تا دور $1580[\text{min}^{-1}]$ با کنترل آرمیچر تغییر داده میشود :

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{1580}{505} = 3.13, \quad Z = \frac{\log \frac{1580}{505}}{\log 1.26} + 1 = 5.94 \cong 6, \quad \varphi^{z-1} = \varphi^3 = 2$$

$$\varphi^{z-1} = \varphi^5 = 3.18 :$$

و از دور $1580[\text{min}^{-1}]$ تا دور $3160[\text{min}^{-1}]$ با کنترل طیف تنظیم می‌گردد :

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{3160}{1580} = 2, \quad Z = \frac{\log \frac{3160}{1580}}{\log 1.26} + 1 = 4, \quad \varphi^{z-1} = \varphi^3 = 2$$

در کل ۹ مرحله دوری موتور ورشد مرحله‌ای کل زیر وجود دارد :

$$\varphi_M = \varphi^5 \cdot \varphi^3 = \varphi^8 = 6.35$$

جعبه دنده انتخابی چهار مرحله ایست

($i_1 = 1.13$, $i_2 = 2.8$, $i_3 = 2.8 \times 6.2 = 17.36$, $i_4 = 2.8 \times 2.5 = 7$) با نسبت دورهای

زیر:

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{2800}{180} = 15.56$$

$$Z = \frac{\log \frac{2800}{180}}{\log 1.26} + 1 = 12.87 \approx 13 \quad \text{و تعداد مراحل :}$$

و رشد مرحله‌ای کل زیر :

$$\varphi^{z-1} = \varphi_G = \varphi^{12} = 16.01$$

رشد مرحله‌ای کل محرك اصلی برابر است با :

$$\varphi_s = \varphi_M \cdot \varphi_G = \varphi^8 \cdot \varphi^{12} = \varphi^{20}$$

گشتاور اسمی موتور طبق رابطه زیر محاسبه میشود :

$$M_{M.\max} = \frac{P_M}{n_N} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{33 \times 10^{-3}}{1580} \cdot \frac{30}{\pi} = 199.45 \text{ [N.m]}$$

کوچکترین قدرت موتور برای $n_{M.\min}$ میباشد :

$$P_{M.\min} = M_{M.\max} \cdot n_{M.\min} \cdot \frac{\pi}{30} = 199.45 \times 505 \times \frac{\pi}{30} = 10.547 \times 10^3 \text{ [w]}$$

کوچکترین گشتاور موتور برای $n_{M.\max}$ و $P_{M.\max}$ میباشد :

$$M_{M.\min} = \frac{P_{M.\max}}{n_{M.\max}} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{33 \times 10^3}{3160} \cdot \frac{30}{\pi} = 99.7 \text{ [N.m]}$$

راه حل C (شکل ۸-۶)

موتور از دور $635[\text{min}^{-1}]$ تا دور $2000[\text{min}^{-1}]$ با کنترل آرمیچر تغییر

میکند :

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{2000}{635} = 3.15, \quad Z = \frac{\log \frac{2000}{635}}{\log 1.26} + 1 = 5.96 \approx 6$$

$$\varphi^{z-1} = \varphi^5 = 3.18$$

و از دور $2000 [\text{min}^{-1}]$ تا دور $3160 [\text{min}^{-1}]$ توسط کنترل طیف تنظیم میگردد:

$$\frac{n_z}{n_1} = \frac{3160}{2000} = 1.58, \quad Z = \frac{\log \frac{3160}{2000}}{\log 1.26} + 1 = 2.98 \approx 3$$

$$\varphi^{z-1} = \varphi^2$$

در جمع ۸ مرحله دور موتور با یک رشد مرحله ای کل زیر ایجاد میشود:

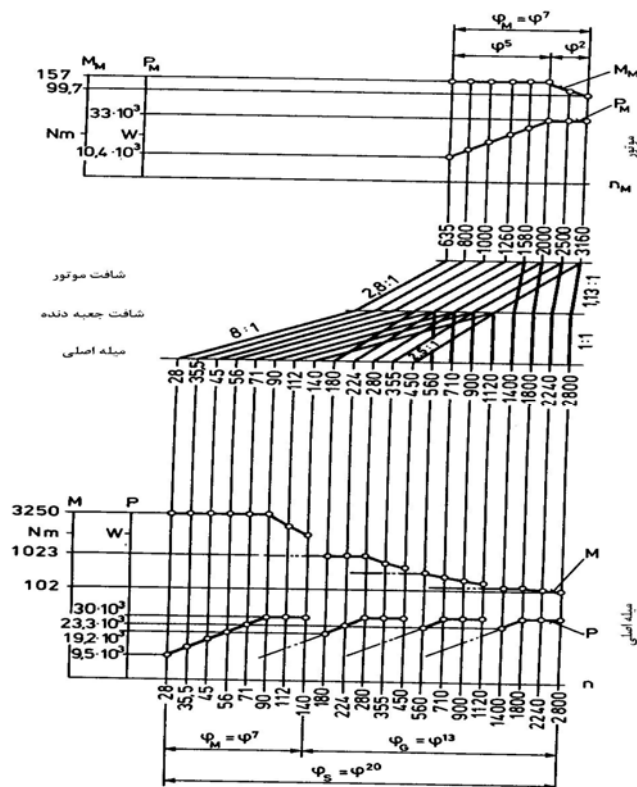
$$\varphi_M = \varphi^5 \cdot \varphi^2 = \varphi^7 = 5.04$$

جعبه دنده انتخابی چهار مرحله ای است:

$$i_1 = 1.13, \quad i_2 = 2.8, \quad i_3 = 2.8 \times 8 = 22.4, \quad i_4 = 2.8 \times 2.5 = 7$$

با نسبت دورهای زیر:

$$\frac{n_7}{n_1} = \frac{2800}{140} = 20$$



شکل ۸-۶:

تصویر دور طبق سومین راه حل

و تعداد مراحل زیر :

$$Z = \frac{\log \frac{2800}{140}}{\log 1.26} + 1 = 13.96 \approx 14$$

و رشد مرحله ای کل برابر با :

$$\varphi^{z-1} = \varphi_G = \varphi^{13} = 20.18$$

رشد مرحله ای کل محرك اصلی چنین محاسبه میشود :

$$\varphi_s = \varphi_M \cdot \varphi_G = \varphi^7 \cdot \varphi^{13} = \varphi^{20}$$

گشتاور اسمی موتور طبق رابطه زیر محاسبه میشود :

$$M_{M.\max} = \frac{P_M}{n_N} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{33 \times 10^3}{2000} \cdot \frac{30}{\pi} = 157.56 \quad [N.m]$$

کوچکترین قدرت موتور به کمک $n_{n.\max}$ محاسبه میشود :

$$P_{M.\min} = M_{M.\max} \cdot n_{M.\min} \cdot \frac{\pi}{30} = 157.56 \times 635 \times \frac{\pi}{30} = 10.477 \times 10^3 [w]$$

کوچکترین گشتاور طبق $n_{M.\max}$ و $P_{M.\max}$ محاسبه میشود :

$$M_{M.\min} = \frac{P_{M.\max}}{n_{M.\max}} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{33 \times 10^3}{3160} \cdot \frac{30}{\pi} = 99.7 \quad [N.m]$$

با جمع بندی نتایج این سه راه حل، نتایج زیر حاصل میشود :

- در هر سه راه حل تعداد دور موتور در محدوده φ^5 در فاز گشتاور ثابت تنظیم میشود.

- اگر در يك محدوده بزرگتر دور موتور در فاز قدرت ثابت تنظیم گردد، این امکان وجود دارد که از يك جعبه دنده با رشد مرحله ای کل کوچکتر استفاده شود، بنابراین در راه حل a در محدوده φ^4 به کمک تغییر طیف کنترل شده و رشد مرحله ای کل موتور $\varphi_M = \varphi^9$ بوده و رشد مرحله ای کل جعبه دنده $\varphi_G = \varphi^{11}$ میباشد.

در راه حل c در محدوده φ^2 به کمک تغییر طیف کنترل شده و رشد مرحله ای کل موتور برابر است با φ^7 ، به این جهت محدوده دور بزرگتری بکمک جعبه دنده تحقیق می پذیرد: $\varphi_G = \varphi^{13}$

- با وجودیکه هر سه راه حل عملاً قابل استفاده میباشد، تنها راه حل b (شکل ۸-۵) بدون اشکال است، زیرا تنها در این

راه حل درکل محدوده دوری دور از $[90 \text{ min}^{-1}]$ تا 2800 min^{-1} با در فاز قدرت ثابت کنترل میشود.

- در راه حل اول (شکل ۸-۴) نمیتوان دور میله $n=900[\text{min}^{-1}]$ را با قدرت ثابت $P=30 \times 10^3 [\text{w}]$ تحقق بخشید.

در راه حل سوم (شکل ۸-۶) دورهای زیر را نمیتوان برای قدرت ثابت ایجاد کرد:

180 ، 224 ، 560 و 1400 دور در دقیقه

دورهای موتور را اعداد یکسان به کمک سه مقاومت های ثابت تعیین می دهند. تا بتوان آنها را برای گشتاور داده شده تنظیم نمود. جعبه دنده کاهنده برای تغییر دور خودکار را بعنوان یک مکانیزم کنترل از راه دور طراحی میکنند.

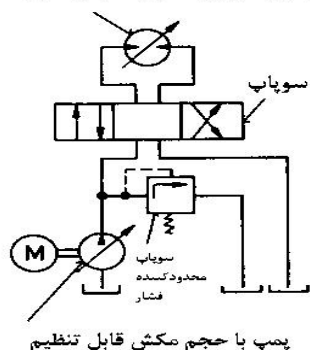
محرکهای اصلی در اغلب موارد به موتورهای یکسو مجهز میشوند، در سال های اخیر کاربرد موتورهای سه فاز قابل تنظیم نیز رو به افزایش است .

۸-۱-۳ موتور هیدرولیکی به عنوان محرک اصلی :

اینگونه محرکها تشکیل شده اند از یک پمپ با جریان مکش قابل تنظیم و یک موتور هیدرولیکی با حجم جذب قابل تنظیم که انرژی مایع را بکار مکانیکی تبدیل میکند.

(شکل ۸-۷)

هیدرو موتور با حجم مصرفی قابل تنظیم



شکل ۸-۷ :

مدار هیدرولیکی برای یک محرک هیدرولیکی با گشتاور ثابت و قدرت ثابت

قسمت منحنی محرك اصلی (شکل ۸-۱) با گشتاور ثابت توسط تغییر دبی پمپ با ثابت نگهداشتن دبی موتور هیدرولیکی ایجاد میشود،

آن قسمت از منحنی با قدرت ثابت با تغییر دبی موتور هیدرولیکی ایجاد میشود، در حالیکه دبی ثابت می ماند. برای محرکهای هیدرولیکی از موتورهای پیستونی شعاعی، پیستونی محوری، بال سلولی و بال غلتی استفاده میشود. پمپ و موتور هیدرولیکی وقتی بعنوان یک مکانیزم واحد یعنی، در یک پوسته جمع شوند، با روش یکسانی کار میکنند، در اینصورت یک پمپ پیستونی شعاعی همراه با یک موتور پیستونی شعاعی، یک پمپ بال سلولی همراه با یک موتور بال سلولی کار میکند، تغییر دبی پمپ در پمپ پیستونی محوری توسط تغییر زاویه شیب صفحه نوسانی، در پمپ پیستونی شعاعی و در پمپ بال سلولی توسط تغییر خارج از مرکزی پمپ ایجاد میشود و فشار پمپ بدون تغییر میماند. با اندیس گذاری P برای پمپ و M برای موتور هیدرولیکی، برای کار در حالت گشتاور ثابت، مابین دبی پمپ Q_p ، تعداد دور موتور n_M ، قدرت موتور P_M و خارج از مرکزی پمپ e_p رابطه زیر برقرار است.

$$P - \text{ثابت} ; e_M = \text{ثابت}$$

$$P = C_1 \cdot e_p \cdot n_p$$

$$n_M = \frac{(Q_p - Q_s)}{C_2 \cdot e_M} = \frac{(C_1 \cdot e_p \cdot n_p - Q_s)}{C_2 \cdot e_M}$$

$$P_M = (Q_p - Q_s) \cdot P \cdot \eta_M = (C_1 \cdot e_p \cdot n_p - Q_s) \cdot P \cdot \eta_M$$

C_1 و C_2 ضرایب ثابت تابع نوع مکانیزم

Q_s دبی که برای جبران کردن ضایعات لغزش لازم است.

η_M راندمان موتور

از این روابط روشن میشود که دبی پمپ Q_p ، تعداد دور موتور n_M و قدرت موتور P_M با افزایش خارج از مرکزی پمپ e_p بطور خطی افزایش پیدا میکنند و با افزایش همزمان قدرت موتور و دور موتور، گشتاور موتور M_M ثابت میماند.

$$M_M = \frac{P_M}{n_M} \cdot \frac{30}{\pi} = \text{ثابت}$$

برای کار با قدرت ثابت، خارج از مرکزی موتور e_M و با آن دبی موتور هیدرولیکی تغییر داده میشود، در این تغییر نیز فشار پمپ ثابت میماند، چون دور موتور با تغییرات خارج از

مرکزي نسبت عكس دارد، دور با كاهش خارج از مركزي موتور افزايش پيدا مي‌كند:

چنين داريم :

ثابت $e_p =$

$$n_M = \frac{1}{e_M} \cdot \frac{(C_1 \cdot e_p \cdot n_p - Q_s)}{C_2} \quad \text{ثابت-P} \quad (۱۰-۸)$$

چون حاصلضرب $n_M \cdot e_M$ ثابت است ، قدرت موتور نيز ثابت ميمانند :

$$P_M = C_2 \cdot e_M \cdot n_M \cdot P \cdot \eta_M = \text{ثابت}$$

موتورهاي پيستوني شعاعي، پيستوني محوري و بال سلولي آنقدر يکنواخت و آرام كار نميکنند، كه در اغلب موارد براي محرکهاي اصلي ماشينهاي ابزار لازم است. موتورهاي بال غلطي بسيار آرام و يکنواختند ، اما فقط با دبي ثابت كار ميکنند. اگر همزمان دبي پمپ و فشار پمپ تغيير داده شود دبي ميتوانند هنگام كار با قدرت ثابت بكار روند. براي افزايش دبي پمپ بايستي فشار پمپ كاهش يابد، تا قدرت موتور ثابت بماند :

$$P_M = (Q_p - Q_s) \cdot P \cdot \eta_M = \text{ثابت}$$

در اينصورت بايستي براي هر دو مرحله دوري توسط سوپاپ مدار فشاري ديگري وصل شود، چون چنين راه حلي از نظر هيدروليک بسيار پرمحمت خواهد بود، عملاً بكار نميرود، به اين جهت براي محرکهاي اصلي با توقعات بسيار بالا از نظر آرامي و يکنواختي محرکهاي موتور يکسو مناسبند.

۸-۲ محرکهاي پيشروي

محرکهاي پيشروي در اغلب ماشينهاي ابزار مستقل از محرک اصلي هستند، يعني با نصب يك موتور سه فاز ، موتور يکسو، موتور گامي هيدروليکي يا يك سيلندر هيدروليکي مخصوص ديگر تابع محرك اصلي نيستند و سرعت پيشروي دلخواه قابل انتخاب و تنظيم است. اينگونه محرکها را در اين بخش بررسي مي‌کنيم. در ماشينهاي ساخت قديم تر محرکهاي مرکزي (توسط يك موتور مشترک) بكار رفته است و در ماشينهاي چرخ دنده تراشي نيز هنوز بكار ميروند، زيرا مابين حرکت دوراني قطعه كار و حرکت انتقالی صفحه سنگ بايستي يك ارتباط عملکردي بسيار دقيق برقرار

گردد. ارتباط مابین ایندو حرکت مرتبط توسط سیستم کنترل های مکانیکی تحقق میپذیرد.

محرکهای پیشروی چنان طراحی میشوند که نیروی لغزش نیز F_v هنگام تغییر سرعت پیشروی ثابت بماند. در یک محرك دورانی، حرکت دورانی یک میله پیچ n بکمک یک مهره به یک حرکت انتقالی میز تبدیل میشود. در این صورت گشتاور محرك M برابر است با :

$$M = F_v \cdot d / 2 \cdot \tan(\alpha + \rho) \quad (۸-۱۱)$$

که هنگام تغییر دور نیز ثابت میماند، زیرا نیروی لغزش F_v نیز تغییر نمیکنند.

زاویه شیب میله پیچ طبق رابطه زیر محاسبه میشود:

$$\tan \alpha = \frac{h}{n \cdot d} \quad (۸-۱۲)$$

قدرت محرك با افزایش دور، افزایش پیدا میکند :

$$P_f = M \cdot n \cdot \pi / 30 \quad M[N.m] \quad \text{گشتاور محرك کار}$$

$F_v[N]$ نیروی لغزش میز، α زاویه شیب میله پیچ

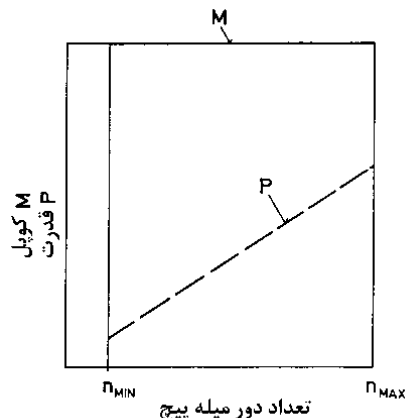
$d[m]$ قطر میله پیچ، ρ زاویه اصطکاک مابین دندانه های

میله پیچ و مهره

$h[m]$ گام میله پیچ، $P_f[w]$ قدرت محرك پیشروی

$n[\text{min}^{-1}]$ دور میله دندانه

یک منحنی نوعی محرك پیشروی در شکل ۸-۸ نمایش داده شده است ، تغییرات دور برای گشتاور ثابت در این محرکها در کل محدوده دورها از $n_{\min}$ تا $n_{\max}$ انجام میگیرد.



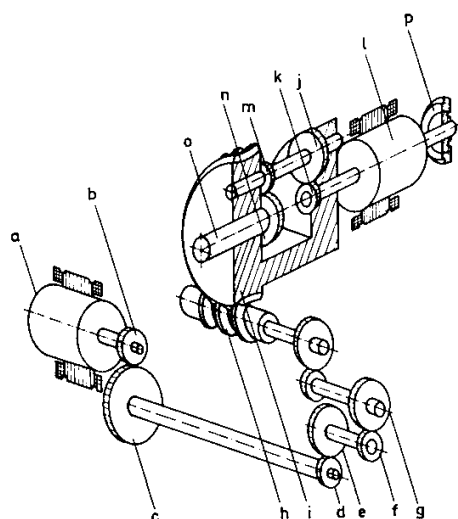
شکل ۸-۸ :

یک منحنی نوعی محرك پیشروی

۸-۲-۱ محرکهای پیشروی مکانیکی

برای اینگونه محرکها از موتور سه فاز القائی با دور ثابت استفاده میشود. محرکهای پیشروی مجهز به يك موتور سه فاز برای ایجاد حرکتهای کورس سریع و کورس کاری به کمک دو کلاچ صفحه ای الکترومغناطیسی دیگر توقعات ماشینهای ابزار مدرن امروزی را برآورده نمیکنند، زیرا کلاچ در جعبه دنده گرمای زیادی ایجاد میکند. به این جهت موضع دقیق اتصال میز از کورس سریع به کورس کار مابین وضعیت آغاز (قطعات سرد) و وضعیت حین کار (قطعات گرم) را بخاطر انبساط حرارتی دیگر نمیتوان حفظ کرد و نوسان فاصله ای بزرگی (در بعضی موارد بیش از 10[mm] در حرکت پیشروی ایجاد میشود. برای اصلاح این فاصله هنگام اتصال از کورس سریع به کورس کار بایستی با فواصل بزرگتری (بعنوان نوسان فاصله) مابین ابزار و قطعه کار تنظیم گیرد، و این باز به معنای این است که بایستی با ضایعات زمانی بزرگتری حساب نمود. محرکهای پیشروی مکانیکی اغلب تشکیل شده اند از دو موتور سه فاز القائی با دور ثابت و یک جعبه دنده مرحله ای. از يك موتور برای حرکت کورس سریع و از موتور دیگر برای کورس کار یا حرکت کار استفاده میشود، اینگونه محرکهای پیشروی را در این بخش بررسی می کنیم. در شکل ۸-۹ يك محرك پیشروی مکانیکی متشکل از دو موتور سه فاز نشان داده شده است. موتور پیشروی «a» بكمك يك سري پيش چرخنده (چرخنده های «b»، «c»، «d»، «e») و يك زوج چرخنده تعویضی (چرخنده های «f» و «g») مکانیزم حلزونی (حلزون «h» و چرخ حلزون «i») را به حرکت در می آورد، که چرخ حلزون آن بصورت يك حامل چرخ سیار شکل دهی شده است.

چرخ سیار «J» با پی نیون «K» ي موتور کورس سریع «l» درگیر شده است. چرخ سیار «m» با چرخنده «n» سوار شده روی شافت کار «o» درگیر است.



شکل ۸-۹: سیستم محرك پيشروي مكانيكي

در حرکت کورس سریع ، موتور کورس سریع «l» شافت محرك «o» را بطور مستقیم توسط چرخهای «K» ، «J» ، «m» و «n» بحرکت می آورد. در حرکت کورس کار موتور کورس سریع توسط

ترمز «p» قفل میشود، موتور کورس کار «a» که قابل تعویض قطبی است ، شافت پیرو «o» را بکمک چرخهای «b» ، «c» ، «d» ، «e» ، «f» ، «g» ، «h» ، «i» ، «m» و «n» بحرکت می آورد. چرخهای سیار «m» ، «J» روی پینیون موتور کورس سریع ترمز شده «k» غلتیده و حرکت چرخ حلزون را به شافت پیرو منتقل میکنند. بمنظور کوتاه کردن زمانهای فرعی موتور کورس کاری را از نوع قابل تعویض قطبی انتخاب می کنند. قسمت اعظم فاصله نوسانی توضیح داده شده مابین وضعیت سرد و وضعیت گرم کاری در دورهای بالاتر موتور کورس کار طی میشود، این سرعت ، کد مابین سرعت کورس سریع و سرعت کورس کار قرار دارد، کورس سریع متوسط نامیده میشود. در طرحهای جدید این فاصله نوسانی به مقدار $2[mm]$ محدود شده است. اگر گشتاور خروجی به بیش از حد پیش بینی شده افزایش پیدا کند، بطور مثال هنگام برخورد میز پیشروی به یک مانع ، محرك پیشروي به کمک لغزش ترمز موتور کورس سریع در مقابل ازدیاد بارگذاری محافظت میشود. در صورت توقف طولانی تر پشت مانع ، وقتی که بطور مثال در جلوترین موقعیت میز، ماشینکاری یک سطح صاف انجام می گیرد. چنین حفاظتی بخاطر گرم شدن ترمز مناسب نیست ، در اینگونه موارد از یک فیوز الکتریکی بعنوان یک محدود کننده گشتاور قابل تنظیم و قطع خودکار کورس استفاده میشود.

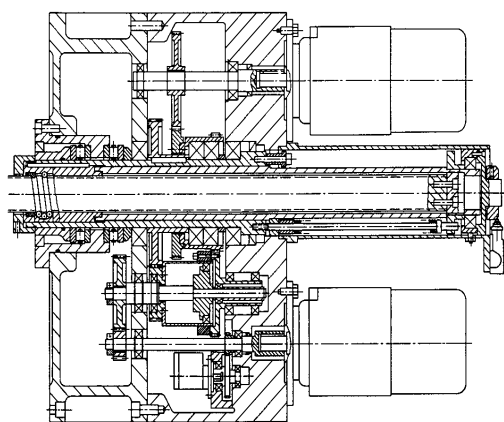
اتصال از کورس سریع به کورس کار بایستی با وجود جرمهای اینرسی کلیه جرمهای متحرك بدون ضربه انجام می گیرد. در

غیراینصورت نیروهای دینامیکی بیش از اندازه بزرگ شده و اجزاء انتقال مکانیکی را بیش از حد بارگذاری می نمایند. در سیستم محرك پیشروی توضیح داده شده (شکل ۸-۹) جرمهای اینرسی هنگام اتصال از کورس سریع به کورس کار سعی دارند، شافت پیرو را با همان دور بچرخانند. اما چون ترمز موتور کورس سریع مقاومت میکند حرکت جرمهای اینرسی در جهت مقاومت کمتر چرخ حلزون به شافت حلزون هدایت شده، که همزمان حرکت کورس کار به آن منتقل میشود. به این جهت مکانیزم حلزونی را چنان طراحی میکنند که خودگیر نباشد.

سرعت پیشروی با انتخاب چرخنده های تعویضی تغییر داده میشود. محرکهای پیشروی مکانیکی در ماشینهای ابزار ویژه و خطوط تولیدی بکار میروند، زمانهای تجهیز بزرگتر برای تغییر سرعت پیشروی توسط تعویض چرخنده ها در این ماشینها عیب بحساب نمی آید، زیرا اینگونه ماشینها برای یک سری قطعات مشابه طراحی میشوند، بطوریکه زمان تجهیز نسبت به زمان اصلی بسیار کوتاه است. یک سیستم محرك پیشروی دیگر شامل دو موتور سه فاز و یک جعبه دنده در شکل ۸-۱۰ نمایش داده شده است.

۸-۲-۲ موتور خودکار سه فاز (servo) به عنوان محرك پیشروی

در ماشینهای ابزار بطور فزاینده محرکهای خودکار سه فاز نیز بکار میروند، زیرا عکس العمل دینامیکی آنها بسیار خوب، دقت گردزنی آنها مناسب و بدون نیاز به سرویس و نگهداری کار میکنند. اینگونه محرکها تشکیل شده اند از یک موتور سه فاز و یک ترانزیستور مبدل فرکانس.

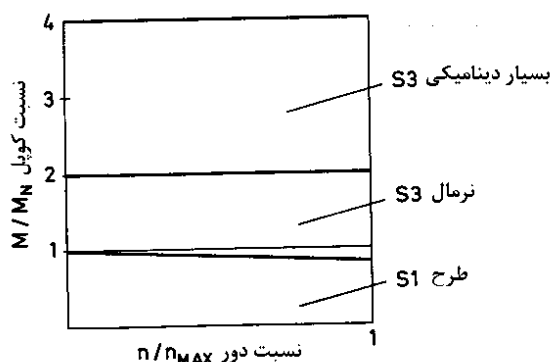


موتور سه فاز سنکرون و القایی هر دو بکار رفته اند. منحنی محرك پیشروی شکل ۸-۸ توسط این محرك با دقت بالایی تحقق پیدا میکند، زیرا موتورهای خودکار سه فاز دارای گشتاوری تقریباً یکنواخت در امتداد دور هستند.

شکل ۸-۱۰ :

محرک پیشروی مکانیکی

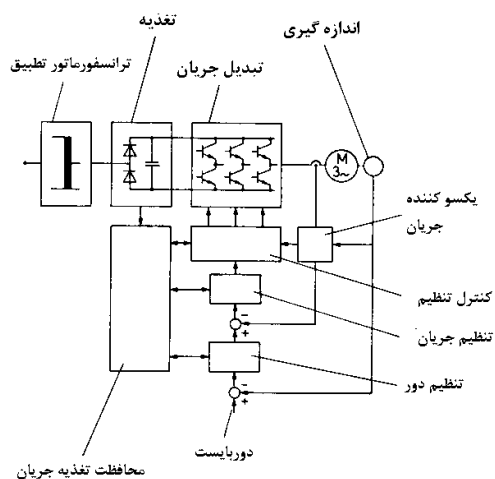
در شکل ۸-۱۱ بطور نمونه منحنی یک محرک خودکار سه فاز رسم شده است. با ترکیب مناسب دستگاهها ایجاد گشتاورهای بالاتر و عکس العمل دینامیکی بهتری امکانپذیر است (منحنی فوقانی)



شکل ۸-۱۱ : منحنی گشتاور یک

موتور سه فاز

شکل ۸-۱۲ شماتیک نقشه مدار یک محرک پیشروی سه فاز را نشان میدهد. مبدل دستگاه تبدیل جریان توسط یک دستگاه تعیین کننده موقعیت آرمیچر مرتبط به موتور کنترل میشود.



شکل ۸-۱۲: مدار نمایش محرک پیشروی سه

فاز

ترانزیستورهای قدرت دستگاه مبدل توسط ارزیابی سیگنالهای دستگاه تعیین کننده موقعیت آرمیچر را چنان کنترل می کنند، که در طیف مناسب موتور يك گشتاور ثابتی ایجاد میشود، يك ناظم جریان زیر ناظم دور قرار داده شده، مقدار دور موجود توسط يك دستگاه اندازه گیر دور بدون ذغال تعیین میشود.

اصولاً برای انتخاب مابین يك محرك خودكار سه فاز (AC) و محرك خودکاریکسو (DC) میتوان چنین گفت :

اگر عدم وجود نیاز به سرویس و نگهداری، خصوصیات servo بهینه و قابلیت بارگذاری دینامیکی بالا خواسته شده باشد، يك محرك خودكار سه فاز انتخاب میشود. اگر قبل از هر چیز هزینه مورد توجه بوده و مراقبت منظم ذغالها تقبل شده باشد. تصمیم برانتخاب محرك خودكار یکسو گرفته میشود.

۸-۲-۳ موتور جریان یکسو به عنوان محرك پیشروی

منحنی محرك پیشروی شکل ۸-۸ را توسط يك موتور جریان یکسو میتوان بكمك تغییر اختلاف پتانسیل آرمیچر آن تحقق بخشید. کلیه مطالبی که در بخش ۸-۱-۲ درباره کنترل آرمیچر برای کار با گشتاور ثابت توضیح داده شد در اینجا نیز اعتبار دارند (به اشکال ۸-۱ و ۸-۳ نیز مراجعه شود).

محركهای پیشروی که برای کنترل مسیر یا برای مدارهای تنظیمی بکار میروند، بایستی زمانهای کوتاه لازم برای شتاب گیری یا کند کردن را تضمین کنند. موتورهای بایستی به این جهت کوتاه مدت گشتاورهای بالائی ایجاد کنند، که در بعضی موارد به بیش از ۱۰ برابر گشتاور اسمی می رسد، برای تأمین چنین خواسته هایی از محركهای پیشروی چون گشتاور بالا با وجود ممان اینرسی کم، آرمیچرهای خاص موتورهای جریان یکسو توسعه پیدا کرده اند، چون گشتاور موتور جریان یکسو برابر است با :

$$M \cong k_3 \cdot d_L^2 \cdot p_L \quad (۸-۱۳)$$

(۸-۱۴)

$$I \cong k_4 \cdot d_L^2 \cdot I_L^2$$

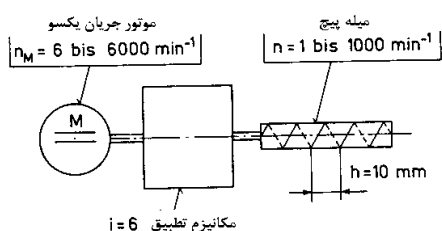
و ممان اینرسی آرمیچر موتور جریان یکسو برابر است با :

.....

یعنی هر دو تابع قطر آرمیچر d_L و طول آرمیچر l_L میباشند و گشتاورهای بزرگ برای ممان اینرسی آرمیچر کم توسط آرمیچرها با طول زیاد و قطر کوچک تحقق پیدا می کنند. جریان مغناطیس موتورهای جریان یکسو که در محرکهای پیشروی بکار میروند را میتوان توسط یک آهنربای طبیعی یا توسط یک جریان محرک ثابت (D.C. shunt. Woundmotor) ایجاد کرد و بکمک خنک سازی خارجی میتوان گشتاور را افزایش داد.

موتورهای جریان یکسو برای محرکهای پیشروی تا حدود قدرت $(2 \times 10^3 [w])$ با رضایت کافی بکار میروند.

در اغلب موارد، مابین موتور و میله پیچ نصب یک مکانیزم انطباقی با نسبت تبدیل کاهنده ثابت لازم است تا بتوان سرعتهای مطلوب کورس سریع و کورس کار را ایجاد کرد. (شکل ۸-۱۳).



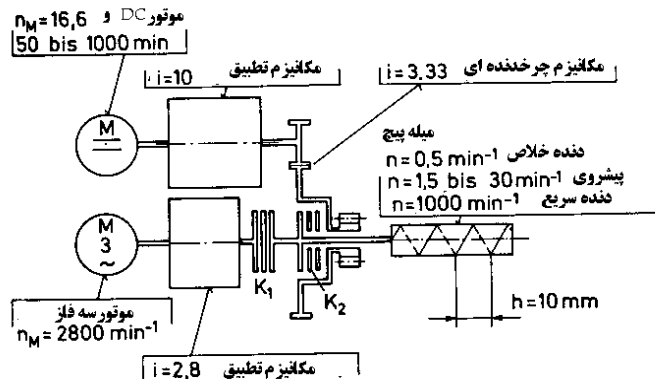
شکل ۸-۱۳ :

ساختمان جعبه دنده برای یک محرک پیشروی

در اینجا یک موتور جریان ثابت با $(n_{M,max} = 6000 [min^{-1}])$ بکار رفته است، دورههای موتور از دور $6 [min^{-1}]$ تا دور $6000 [min^{-1}]$ با کنترل آرمیچر و با نسبت دوری $\frac{6000}{6} = 1000$ تنظیم میشود. بکمک مکانیزم انطباق با یک نسبت تبدیل کاهنده ثابت $I=6$ در میله پیچ دورههای $1 [min^{-1}]$ تا $1000 [min^{-1}]$ ایجاد میشود. به این وسیله برای شیب $10 [mm]$ میله پیچ حداقل سرعت پیشروی $10 [mm/min]$ و حداکثر سرعت کورس سریع $10000 [mm/min]$ بوجود می آید.

اگر نسبت های دور $\frac{n_{max}}{n_{min}}$ بزرگتر از آنچه که بتوان از نظر فنی و

اقتصادی توسط کنترل آرمیچر موتور جریان یکسو ایجاد نمود خواسته شده باشد، از یک راه حل پرهزینه با دو موتور استفاده میشود. در شکل ۸-۱۴ ساختمان مکانیزم برای یک محرک با دو موتور نمایش داده شده است.



شکل ۸-۱۴:

محرک پیشروی با دو موتور
برای نوع کنترل نقطه ای
و خطی

سرعت کورس سریع $10000 [\frac{mm}{min}]$ هنگام اتصال کلاچ k_1 و قطع کلاچ k_2 با انتقال مستقیم حرکت موتور جریان یکسو به میلۀ پیچ با شیب $h=10[mm]$ ایجاد میشود. سرعت کورس خلاص $5 [\frac{mm}{min}]$ برای نوع کنترل

نقطه ای و سرعتهای کاری مورد نظر از 15 تا $300 [\frac{mm}{min}]$ برای نوع کنترل خطی با اتصال کلاچ k_2 و قطع کلاچ k_1 و با انتقال غیرمستقیم حرکت موتور جریان یکسو به کمک مکانیزم چرخ دنده ای به میلۀ پیچ تحقق پیدا میکند. در هر دو محرک مکانیزم انطباق با نسبت تبدیل های ثابت بکار میرود. دورهای موتور جریان یکسو از 50 تا $1000 [min^{-1}]$ توسط کنترل آرمیچر تنظیم میشود، موتورجریان یکسو یک دور دیگر $16.6 [min^{-1}]$ نیز دارد که برای حرکت کورس خلاص بکار میرود، نسبت کل دور موتور جریان یکسو برابر است با:

$$\frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{30}{0.5} = 60$$

نسبت نسبت دور کل محرک با ر با کورس سریع برابر است با:

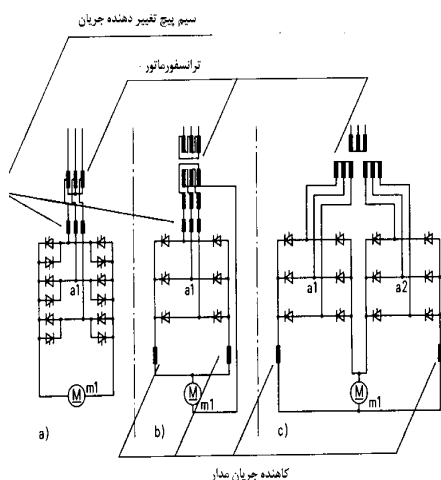
$$\frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{1000}{0.5} = 2000$$

در این مثال راه حل با دو موتوری انتخاب شده است، زیرا نسبت دور کل محرک پیشروی بزرگتر از نسبت دور اقتصادی مورد نظر 1000 میباشد.

دور موتور در محرکهای مرحله ای همراه با نوع کنترل های نقطه ای و خطی توسط مقاومت های ثابت تغییر داده میشود، این دورها هنگام برنامه کاری در لحظات لازم طلبیده میشوند. در نوع کنترل پیوسته نوع محرکهای پیوسته بکار میروند.

کنترل دور موتورهای جریان یکسو به عنوان محرک پیشروی نیز مشابه با محرکهای اصلی توسط تریستور و ترانزیستور انجام می گیرد.

سیستم کنترل نیمه هادیها بر مبنای تریستور بیشتر در جنس سیلیسیم ساخته میشوند. در شکل ۸-۱۵ مدار اتصال یکسو کننده های جریان بکار رفته در محرکهای پیشروی که توسط تریستورها طراحی شده اند نشان داده شده است.



شکل ۸-۱۵:

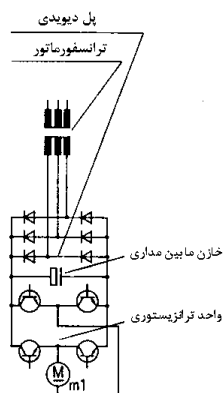
- مدار اتصال یکسو کننده جریان برای
محرکهای پیشروی، طراحی به کمک تریستورها
- a - اتصال counterparallel ۶ سیم پیچی بدون
جریان مداری
- b - اتصال counterparallel ۳ سیم پیچی با
جریان مداری
- c - اتصال صلیبی ۶ سیم پیچی با جریان مداری
(a_1 و a_2 تریستورها)

تریستورها در اتصال جریان شش پالسی بدون جریان مدار مواری مخالف (شکل ۸-۱۵a) بخاطر ساختمان جمع و جور و هزینه مناسب بیشتر بکار میروند. اتصال موازی مخالف ۳ پالسی با جریان مدار تریستورها (شکل ۸-۱۵b) در صورت توقعات بالا از نظر قابلیت شتاب محرک بکار میرود.

برای توقعات بسیار بالا از نظر رفتار دینامیکی و دقت موقعیت های محرک پیشروی از تریستورها در اتصال صلیبی ۶ پالسی با جریان مدار (شکل ۸-۱۵c) استفاده میشود.

ترانزیستورها دارای محاسن: رفتار دینامیکی خوب، دقت تنظیم بالا و راندمان خوب موتور میباشند، فعلاً برای نسبت یک طیف تنظیم 1:50000 ساخته میشوند. به این نحو امکان ایجاد حداقل سرعتهای پیشروی به کمک دورههای بسیار کم موتور (تا $0.04[\text{min}^{-1}]$) فراهم میباشد، به این جهت برای توقعات بسیار بالا از نظر دقت موقعیت میزها بطور مثال برای محورههای پیشروی در ماشینهای

سنگ بکار میروند. در شکل ۸-۱۶ اتصال ترانزیستور تنظیم موتور جریان یکسو با مدولاسیون طیف بلند پالس ها (Puls) نمایش داده شده است.



شکل ۸-۱۶: مدار اتصال یکسو کننده جریان

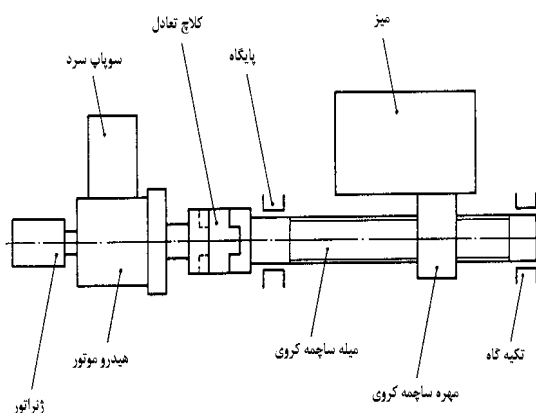
۸-۲-۴ هیدرو موتور به عنوان محرک پیشروی :

منحنی محرك پیشروی شکل ۸-۸ را میتوان توسط يك هیدرو موتور با دبی ثابت و به كمك تغییر دبی پمپ ایجاد نمود. مدار هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۸-۷ ، برای محرك اصلی را میتوان بطور ساده شده برای محرك پیشروی نیز بکار برد، باین صورت که هیدرو موتور با دبی ثابت بکار میرود. کلیه مطالبی که در بخش ۸-۱-۳ درباره کار با گشتاور ثابت گفته شد در اینجا نیز معتبر است. برای محرکهای پیشروی بطور فزاینده از موتورهای بال غلتي استفاده میشود. زیرا اینها دارای حرکتی بسیار آرام و یکنواخت ، حتی در دورههای بسیار کم بوده و دارای گشتاور بسیار بالا از موضع سکون و دارای ممان اینرسی کوچک میباشند. چون این موتورها همراه با سوپاپ Servo محرکهای تنظیمی الکتروهیدرولیکی سریعی هستند. ترجیحاً در مدارهای تنظیمی بکار میروند. هیدروموتورها ترجیحاً در محرکهای پیشروی در محدوده قدرتی بکار میروند، که بالاتر از موتورهای یکسو قرار دارند، یعنی برای بیش از $2 \times 10^3 [w]$ ممان اینرسی و قدرتهای وزنی کم امتیازاتی هستند که اینها در مقایسه با موتورهای جریان یکسو دارند.

در شکل ۸-۱۷ يك محرك پیشروی متشکل از هیدروموتور با کلیه اجزاء محرك مکانیکی آن بطور ساده نشان داده شده است ،

ژنراتور سرعت سنج در کلیه مواردی پیش بینی میشود که گزارش سرعت در مدار تنظیمی لازم میباشد.

هنگام انتخاب هیدروموتور بایستی کنترل نمود که فرکانس رزنانس هیدرولیکی هیدروموتور کمتر از مقدار حداقل مجاز تعیین شده برای تنظیم عددی نباشد؟ و معمولاً بایستی از مقدار 40 HZ کمتر بشود



شکل ۸-۱۷: شماتیک محرك پیشروی بکمک

هیدروموتور

هیدرو موتور و سوپاپ توسط دو ستون روغن نوسان کننده به هم متصل شده اند (شکل ۸-۷). فرکانس زاویه ای نوسان کننده پیچشی طبق رابطه زیر محاسبه میشود:

(۸-۱۵)

$$w_h = \sqrt{\frac{k_h \cdot g}{I}}$$

ضریب فنری ستون روغن برابر است با :

$$K_h = \left(\frac{V_s}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{2E_h}{V_i} \quad (۸-۱۶)$$

با قرار دادن رابطه (۸-۱۶) در رابطه (۸-۱۵) چنین بدست می آید:

(۸-۱۷)

$$\omega_h = \frac{V_s}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E_h \cdot g}{V_i \cdot I}}$$

- فرکانس زاویه ای طبیعی هیدرولیکی

$$\omega_h [s^{-1}]$$

هیدروموتور

- ضریب فنری ستون روغن $K_h \left[\frac{N}{m} \right]$

$$f_h = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_h = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_h \cdot g}{I}}$$

- مجموع کلیه ممان اینرسی های جرمی (کاهش $I [kg \cdot m^2]$)

بافته) نسبت به شافت موتور در جرمهای دارای حرکت

مستقیم و دارای حرکت دورانی ، باضافه ممان اینرسی جرمی موتور

- شتاب زمین $g [m/s^2]$

- حجم جذب هیدروموتور $V_s [m^3]$

- حجم روغن متراکم شده از یکطرف (برای هر $V_i [m^3]$)

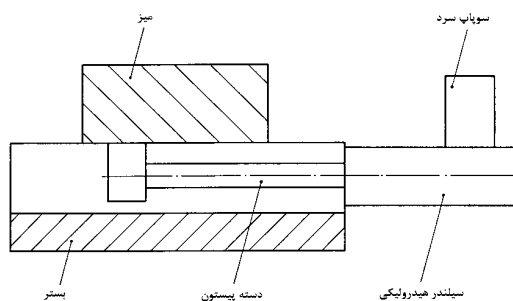
(اتصال)

- ضریب الاستیسیته روغن $E_h [N/m^2]$

- فرکانس رزونانس هیدرولیکی هیدروموتور $f_h [s^{-1}]$

۸-۲-۵ سیلندر هیدرولیکی به عنوان محرک پیشروی :

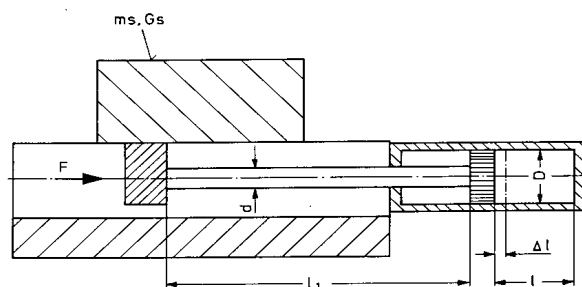
ساده ترین و کم هزینه ترین محرک پیشروی توسط یک سیلندر هیدرولیکی تحقق پیدا میکند (شکل ۸-۱۸) . سیلندر پیشروی بایستی چنان طراحی شود که در کل محدوده سرعت لغزش حرکت آرام و بدون Stick-Slip و با اصطکاک کم باشد.



شکل ۸-۱۸: شماتیک محرک پیشروی توسط سیلندر هیدرولیکی

مشابه با هیدروموتورها ، در انتخاب سیلندر هیدرولیکی نیز بایستی کنترل نمود که فرکانس رزونانس سیلندر هیدرولیکی کمتر از مقدار حداقل $40 [Hz]$ مجاز تعیین شده برای تنظیم عددی نباشد.

تحت تأثیر نیروی F ، ستون روغن بطول l باندازه Al بهم فشرده میشود (شکل ۸-۱۹) فرکانس رزونانس زاویه ای هیدرولیکی سیلندر هیدرولیکی طبق رابطه زیر محاسبه میشود:



شکل ۸-۱۹:

فشردن ستون روغن در سیلندر
هیدرولیکی

(۸-۱۸)

$$\omega_h = \sqrt{\frac{k_h \cdot g}{m_s \cdot 10}}$$

ضریب فنری ستون روغن بکمک قانون هوک محاسبه میشود:

$$\sigma = F / A = E_h \cdot \frac{\Delta l}{l}$$

d - قطر دسته پیستون

D - قطر پیستون

$$F = \frac{A \cdot E_h \cdot \Delta l}{l}$$

F - نیروی پیشروی میز

G_s - وزن میز

m_s - جرم میز

Δl - تغییرات طول ستون روغن

چون نیروی فنر بطور مستقیم متناسب با تغییر شکل بوده و ضریب

فنری بعنوان ضریب تناسب تعریف شده است، چنین نتیجه میشود:

(۸-۱۹)

$$K_h = \frac{A \cdot E_h}{l} = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot E_h}{4l}$$

با قرار دادن رابطه (۸-۱۹) در رابطه (۸-۱۸) رابطه نهایی

برای فرکانس رزونانس هیدرولیکی بدست می آید:

(۸-۲۰)

$$\omega_h = \sqrt{\frac{D^2 \cdot \pi \cdot E_h \cdot g}{40l \cdot m_s^2}}$$

- فرکانس طبیعی زاویه ای هیدرولیکی سیلندر

ω_h[s⁻¹]

هیدرولیکی

- ضریب فنری ستون روغن

K_h[$\frac{N}{w}$]

تنش	$\sigma \left[\frac{\text{N}}{\text{m}_2} \right]$
جرم	$m_s [\text{kg}]$
میز	$f_h = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_h = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8K_h}{m_s^2 \cdot 10}}$
سطح پیستون یا سطح ستون روغن	$A [\text{m}^2]$
طول ستون روغن	l
تغییر طول ستون روغن	$\Delta l [m]$
طول ستون روغن	$l [m]$
قطر پیستون	$D [m]$
فرکانس رزنانس هیدرولیکی سیلندر	$f_h [s^{-1}]$

هیدرولیکی

سیلندرهایی هیدرولیکی بندرت برای محرکهای پیشروی با مدار تنظیمی بکار میروند، زیرا فرکانس رزنانس هیدرولیکی در اغلب موارد، پائین بوده و کمتر از حداقل مجاز فرکانس رزنانس تعیین شده توسط سازنده های سیستم تنظیم میباشد.

رابطه های معرفی شده بکمک یک مثال توضیح داده میشوند :

ارقام معلوم :

$$D = 9.9 \times 10^{-2} \text{ m} , l = 1.29 \text{ m} , m_s = 245 \text{ kg} , k_h = 15 \times 10^8 \text{ N/m}^2 , g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

ارقامی که باید محاسبه شوند :

$$\omega_h = \sqrt{\frac{9.9 \times 10^{-4} \times \pi \times 15 \times 10^8 \times 9.81}{40 \times 1.29 \times 245}} = 189.31 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$f_h = \frac{1}{2\pi} \times 189.31 = 30.13 \text{ (s}^{-1}\text{)} = 30.13 \text{ [Hz]}$$

فرکانس رزنانس هیدرولیکی محاسبه شده کمتر از حداقل مجاز 40 Hz تعیین شده برای کنترل عددی است. از رابطه (۸-۲۰) روشن میشود که فرکانس رزنانس هیدرولیکی را بزرگتر میشود، اگر قطر پیستون D بزرگتر، کورس l و جرم نیز m_s کوچکتر انتخاب شوند. چون میز و کورس میز در اغلب موارد هنگام طرح ماشین تعیین میشوند، تنها یک راه حل افزایش قطر پیستون D باقی می ماند، که اغلب بخاطر محدودیت جا امکانپذیر نیست، در اینگونه موارد بایستی یک محرک پیشروی نوع دیگر انتخاب نمود.

هنگام تعیین فرکانس رزونانس هیدرولیکی سیلندر هیدرولیکی تنها ضریب فنری ستون روغن مراعات شده و به ضریب فنری دسته پیستون توجه نشد زیرا بر برآیند ضریب فنری سیستم تاثیر کمی دارد. این نکته در مثال بعدی روشن میشود:

ارقام معلوم :

$$D = 0.1[m] , d = 0.04[m] , l = 0.8[m] , l_1 = 0.9[m] , E_h = 15 \times 10^8 [N/m^2]$$

$$E = 2.1 \times 10^{11} [N/m^2] \quad \text{(ضریب الاستیسیته دسته پیستون)}$$

ارقامی که بایستی محاسبه شوند :

ضریب فنری ستون روغن برابر است با :

$$k_h = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot E_h}{4 \cdot l} = \frac{0.1^2 \times \pi \times 15 \times 10^8}{4 \times 0.8} = 14.729 \times 10^6 [N/m]$$

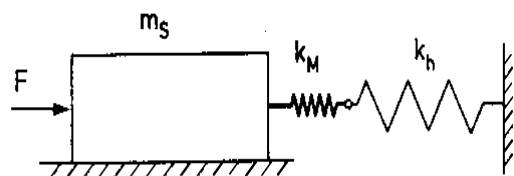
ضریب فنری دسته پیستون برابر است با :

$$K_M = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot E}{4 l_1} = \frac{0.04^2 \times \pi \times 2.1 \times 10^{11}}{4 \times 0.9} = 293.2153 \times 10^6 [N/m]$$

برآیند ضریب فنری محرک پیشروی K براساس اتصال سری فنرها محاسبه میشود :

(شکل ۸-۲۰) :

شکل ۸-۲۰ :



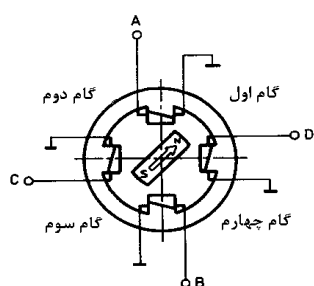
شماتیک اتصال سری فنری محرک پیشروی
سیلندر هیدرولیکی بصورت

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_h} + \frac{1}{K_M} = \frac{1}{14.7 \times 10^6} + \frac{1}{293.2 \times 10^6} = 7.13 \times 10^{-8} \left[\frac{m}{N} \right]$$

از این مثال روشن میشود که برآیند ضریب فنری محرک پیشروی تفاوت کمی با ضریب فنری هیدرولیکی دارد.

در موتورهای گامی الکتریکی یک دور شافت موتور متناسب با ساختمان موتور، ترکیب شده است از گامهای زاویه ای دقیق. به یک سیم پیچ موتور گامی جریان متناوب سینوسی وصل نمیشود، بلکه در یک ترتیب تعیین شده به سیم پیچ جریان یکسو وصل میگردد.

در شکل ۸-۲۱ یک موتور گامی ساده با برنامه کنترل سیم پیچ آن نمایش داده شده است.



شکل ۸-۲۱: شماتیک موتور گامی

تنظیم گام موتور	اختلاف پتانسیل در سیم پیچ ها			
	A	B	C	D
1	0	+	+	0
2	0	+	0	+
3	+	0	0	+
4	+	0	+	0

موقعیت زاویه ای آرمیچر تابع موقعیت فازی اختلاف پتانسیل تغذیه کننده میباشد. برای گام ۱ بطور مثال اختلاف پتانسیل در سیم پیچ های A و D برابر با صفر است.

وقتی اختلاف پتانسیل سیم پیچ چنان تغییر کند که اختلاف پتانسیل در سیم پیچهای A و C صفر شود، آرمیچر گام جدیدی طی میکند (گام ۲) و در وضعیت تعادل جدید میماند. با تنظیم مناسب سیم پیچها موتور گامی با یک فرکانس گامی پیش بینی شده حرکت کرده و در حین یک گام متوقف میشود. موتورهای گامی ترجیحاً در محورهای پیشروی ماشینهای دقیق بکار میروند، در اغلب موارد برای محورهای تنظیمی ماشینهای دقیق نیز ضرورینند، زیرا کوچکترین کورسهای میز که از طریق پالس ها قابل کنترل هستند را میتوان توسط محرک موتورهای گامی و بکمک یک جعبه دنده کاهنده توسط میله راهنما (کمتر از $0.3[\mu m]$) ایجاد کرد. دورهای موتور طبق رابطه زیر تعیین میشوند:

$$n_M = \frac{\text{فرکانس گام}}{\text{تعداد گامها در هر دور}} \times 60$$

حداکثر تعداد دور موتور به کمک حداکثر فرکانس گام و حداقل دور توسط حداقل فرکانس گام محاسبه میشوند. سازنده های موتور محدوده کاری فرکانس گام و منحنی هر یک از موتورها را تعیین میکنند، در این منحنی ها تابعیت مابین گشتاور قابل انتقال و فرکانس گام، همینطور تابعیت مابین حداکثر ممان اینرسی جرمی مجاز و فرکانس گام نمایش داده میشود. برای زاویه گام چنین داریم:

$$\text{زاویه گام} = \frac{360}{\text{تعداد گامها در هر دور}}$$

کوچکترین کورس که از طریق پالس قابل کنترل است، طبق رابطه زیر محاسبه میشود:

$$H = \frac{h \times \text{زاویه گام}}{i \times 360} = \frac{h}{(\text{تعداد گامها در هر دور}) \times i}$$

$$V = \frac{n \cdot h}{i}$$

برای سرعت میز چنین داریم:

:

$$n_M [\text{min}^{-1}] \quad \text{دور موتور}$$

$$H \quad \text{حداقل کورس قابل کنترل بکمک پالس}$$

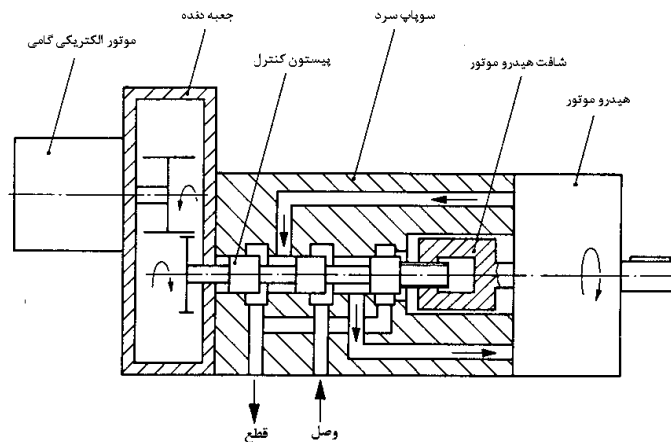
$$h [\text{m}] \quad \text{شیب میله پیچ}$$

$$i [\%] \quad \text{نسبت کاهش جعبه دنده}$$

$$V [\text{m/min}] \quad \text{سرعت میز}$$

$$\left[\frac{\text{گام}}{\text{ثانیه}} \right] \quad \text{یا } [\text{HZ}] \quad \text{فرکانس گام}$$

ابتدا موتورهای گامی با گشتاورهای نسبتاً کمی ساخته شدند، به این جهت در محورهای پیشروی بکار نمی رفتند، اما امروزه موتورهای گامی الکتریکی با گشتاورهای بزرگتری ساخته شده اند، بطوریکه میتوانند در محرکهای پیشروی نیز بکار روند، برای گشتاورهای از آنها بزرگتر از موتورهای گامی تقویت شده هیدولیکی استفاده میشود. (شکل ۸-۲۲)



شکل ۸-۲۲: شماتیک یک موتور

الکتریکی گامی که بطور
هیدرولیکی تقویت شده است

موتور گامی الکتریکی به کمک یک جعبه دنده یک سوپاپ سرو را بحرکت می آورد که بصورت یک کنترل چهار سطحی ساخته شده است. گشتاور از موتور گامی الکتریکی به پیستون کنترل منتقل میشود، که طرف دیگر آن پیچ دار ساخته شده است، مهره ای که در داخل آن پیچ پیستون کنترل قرار دارد، به شافت هیدروموتور متصل شده است، پیستون کنترل دوران کرده و بداخل مهره پیچ میشود، با این حرکت پیستون کنترل در جهت محوری، سوپاپ باز شده، روغن بطرف هیدروموتور جریان پیدا کرده و در اثر آن حرکت دورانی آرمیچر ایجاد میشود، در اثر حرکت دورانی شافت هیدروموتور پیستون کنترل از شافت بخارج پیچ شده و سوپاپ بسته میشود.

سوپاپ servo همراه با هیدروموتور یک مدار کنترل ترتیبی است. ارتباط مابین پیستون کنترل و شافت هیدروموتور بصورت یک مدار فیدبک عمل میکند، این محرک پیشروی قابلیت موقعیت دهی ساده موتور گامی الکتریکی را با دینامیک هیدروموتور ترکیب میکند. موتور گامی الکتریکی بعنوان سلسله کنترل عمل کرده و به کمک پالس تنظیم میشود. این موتور یک پیستون کنترل

را بحرکت می آورد، که بعنوان یک قطعه از یک سوپاپ سرو، موجب میشود تا هیدروموتور در هر لحظه حرکت موتور گامی را تعقیب کند.

کاربرد موتورهای گامی در محرکهای پیشروی به کمک یک مثال نشان داده میشود:

ارقام معلوم : یک محرک پیشروی بایستی برای تحقق مشخصات فنی زیر توسط یک موتور گامی طراحی شود:

$$V \geq 7 [m/min] \quad \text{سرعت کورس سریع میز}$$

$$M \geq 40 [N.m] \quad \text{گشتاور لازم در میله پیچ}$$

$$h = 0.01 [m] \quad \text{شیب میله پیچ}$$

$$[m] \quad \text{حداقل کورس میز قابل کنترل}$$

توسط پالس

ارقامی که بایستی محاسبه شوند :

یک راه حل ممکن، یک موتور گامی الکتریکی با مشخصات فنی زیر میباشد :

$$M_M = 16.8 [N.m] \quad \text{گشتاور موتور}$$

$$6500 [Hz] \quad \text{حداکثر فرکانس گام}$$

$$1.8^\circ \quad \text{زاویه گام}$$

تعداد گامها در هر دور چنین محاسبه میشود :

$$\text{تعداد گامها در هر دور} = \frac{360}{1.8} = \frac{360}{\text{زاویه گام}} = 200 \left[\frac{\text{گام}}{\text{دور}} \right]$$

حداکثر دور موتور را نیز میتوان اکنون محاسبه نمود :

$$n_{M.Max} = \frac{\text{حداکثر فرکانس گام}}{\text{تعداد گام در هر دور}} \times 60 = \frac{6500}{200} \times 60 = 1950 [\text{min}^{-1}]$$

ایجاد یک ارتباط مستقیم بین موتور گامی با میله پیچ در این مثال ممکن نیست زیرا گشتاور لازم در میله پیچ بزرگتر از گشتاور موتور است. به این جهت مابین موتور و میله پیچ یک جعبه دنده تطبیقی قرار داده میشود، چنانچه در شکل ۸-۱۳ نشان داده شده است. نسبت کاهش این مکانیزم چنان تعیین میشود که کلیه خواسته های مطرح شده در مورد محرک پیشروی تامین بشود.

اگر یک نسبت کاهش $i=2.5$ انتخاب شود، چنین نتیجه میشود :

$$V = \frac{n_{m.max} \cdot h}{i} = \frac{1950 \times 0.010}{2.5} = 7.8 [m/min] \quad \text{کورس سریع}$$

$$M = M_{M.i} = 16.8 \times 2.5 = 42 [N.m]$$

$$H = \frac{h}{\text{تعداد گام در هر دور} \times i} = \frac{0.010}{200 \times 2.5} = 20 \times 10^{-6} [m]$$

هنگام طراحی یک محرک پیشروی بایستی توجه نمود که فرکانس رزنانس هیدرولیکی و مکانیکی محرک پیشروی کمتر از حداقل مجازی شود که توسط سازنده های کنترل NC پیش بینی شده است. طرز تعیین و محاسبه فرکانسهای رزنانس هیدرولیکی محرکهای پیشروی برای هیدروموتور و سیلندر هیدرولیکی در بخشهای ۸-۲-۴ و ۸-۲-۵ نشان داده شده است. فرکانس طبیعی زاویه ای مکانیکی محرک پیشروی طبق رابطه زیر محاسبه میشود :

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_s} \cdot \frac{g}{10}}$$

فرکانس رزنانس مکانیکی محرک پیشروی برحسب ω استنتاج میشود :

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \cdot g}{10m_s}}$$

برای اندازه گیری فاصله مستقیم (به بخش ۱۰-۵-۳ مراجعه شود) در یک مدار تنظیم قابلیت های تغییر شکل زیر وجود دارد :

- پیچش و تغییر شکل محوری میله پیچ
- تغییر شکل محوری مهره و
- تغییر شکل محوری تکیه گاه

برای بررسی کلیه محرکهای دورانی، بدون توجه به اینکه توسط یک الکتروموتور یا توسط یک هیدروموتور حرکت آیند ، از اصول شماتیک شکل ۸-۱۷ استفاده میشود.

برآیند ضریب فنری محوری محرک پیشروی ، برای وقتی که میله پیچ، یعنی میله غلتک ساچمه ای در یکطرف بطور محوری سوار شده است ، طبق روش اتصال سری فنرها تعیین میشود :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_l} + \frac{1}{k_M}$$

وقتی میله پیچ دو طرف بطور محوری سوار شده باشد ، برآیند ضریب فنری طبق رابطه زیر محاسبه میشود :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{4k_s} + \frac{1}{2k_L} + \frac{1}{k_M}$$

$\omega[s^{-1}]$	فرکانس طبیعی زاویه ای مکانیکی محرک پیشروی
$k[N/m]$	برآیند ضریب فنری محوری محرک پیشروی
$m_s[kg]$	جرم میز
$f[s^{-1}]$	فرکانس رزونانس محرک پیشروی
$k_s[N/m]$	ضریب فنری محوری میله پیچ
$k_L[N/m]$	ضریب فنری تکیه گاه محوری
$k_M[N/m]$	ضریب فنری محوری مهره
$g[m/s^2]$	شتاب زمین

در یک مثال کاربرد روابط معرفی شده را نشان میدهیم :

ارقام معلوم عبارتند از :

$d_s = 0.06[m]$	قطر میله غلتک ساچمه ای
$L = 1.485[m]$	طول میله غلتک ساچمه ای از تکیه گاه تا تکیه گاه

گاه

$E = 2.1 \times 10^{11}[N/m^2]$	ضریب الاستیسیته میله
$d_L = 0.05[m]$	قطر داخلی تکیه گاه
$M_M = 49.7[N.m]$	گشتاور موتور محرک
$d_2 = 0.062[]$	قطر متوسط دندانه میله پیچ
$h = 0.01[m]$	شیب میله دندانه (کام)
$\mu = 0.005$	ضریب اصطکاک مابین میله پیچ و مهره
$m_s = 2265[kg]$	جرم میز

میله پیچ بطور محوری یکطرفه سوار شده و بطور مستقیم توسط موتور بحرکت می آید.

ارقامی که بایستی محاسبه شوند : ضریب فنری محوری میله پیچ طبق رابطه زیر محاسبه میشود (به بخش ۸-۲-۵ مراجعه شود).

$$k_s = \frac{ds^2 \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot l} = \frac{0.06^2 \times \pi \times 2.1 \times 10^{11}}{4 \times 1.485} = 3.99839065 \times 10^8 [N/m]$$

زاویه شیب میله پیچ برابر است با :

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{0.01}{\pi \times 0.062} = 0.0513 \Rightarrow \alpha = 2.939^\circ$$

زاویه اصطکاک ρ بکمک ضریب اصطکاک محاسبه میشود :

$$\mu = 0.005 = \tan \rho \quad \rho = 0.2865^\circ$$

مجموع $\alpha + \rho$ محاسبه میشود :

$$\alpha + \rho = 2.939^\circ + 0.2895^\circ = 3.2255^\circ$$

نیروی پیشروی F_v می‌توان به گشتاور موتور محرك محاسبه نمود (به بخش ۸-۲ مراجعه شود):

$$F_v = \frac{2.M}{d_2 \cdot \tan(\alpha + \rho)} = \frac{2 \times 49/7}{0/062 \times \tan(3/2255^\circ)} = 28448/6 [N]$$

ضریب فنری تکیه‌گاه غلطي محوري در وضعیت بدون لقي بر حسب قطر داخلی تکیه‌گاه و نیروی محوري (در این حالت نیروی پیشروی) طبق رابطه تجربی زیر محاسبه می‌شود:

$$K_{Lo} = 1.7.d_L^{0.96}.F_v^{0.1}$$

در این رابطه چنین تعیین می‌شود:

$$K_{Lo[N/\mu m]}, d_{L[mm]}, F_v[N]$$

در این صورت چنین نتیجه می‌شود:

$$K_{Lo} = 1.7 \times 50^{0.96} \times 28448/6^{0.1} = 161 [N/\mu m]$$

مقاومت تکیه‌گاه در وضعیت پیش تنش‌گذاری شده بیشتر است، در این تکیه‌گاه برابر است با:

$$K_L = N/\mu m = 24/1 \times 10^8 [N/m]$$

ضریب فنری محوري مهره، توسط سازنده تعیین می‌شود و برای ابعاد داده شده برابر است با:

$$K_M = 1850 [N/\mu m] = 18/5 \times 10^8 [N/m]$$

برآیند ضریب فنری محوري محرك پیشروی چنین محاسبه می‌شود:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_M} = \frac{1}{3.99 \times 10^8} + \frac{1}{24.1 \times 10^8} + \frac{1}{18.5 \times 10^8} = 3/4617 \times 10^{-9} [m/N]$$

$$K = 2/888 \times 10^8 [N/m]$$

بزرگترین تغییر شکل محوري محرك δ وقتی ایجاد می‌شود که کشو در دورترین فاصله از تکیه‌گاه محوري قرار گرفته باشد:

$$\delta = \frac{F_v}{k} \frac{28448/6}{2/888 \times 10^8} = 0.000099 [m]$$

کل تغییر شکل محوري محرك پیشروی در دو جهت یعنی برای تغییر جهت میز برابر است با:

$$2\delta = 2 \times 0.000099 = 0.000198 [m]$$

فرکانس طبیعی مکانیکی برابر است با:

$$\omega = \sqrt{\frac{k.g}{1.m_s}} = \sqrt{\frac{2.888 \times 10^8 \times 9/81}{2265 \times 10}} = 353/67 [S^{-1}]$$

اکنون فرکانس رزونانس مکانیکی محرك پیشروی را تعیین می‌کنیم:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega = \frac{1}{2\pi} \times 353/67 = 56/28 [S^{-1}]$$

اگر بزرگترین فرکانس رزونانس مکانیکی کمتر از حداقل مجازی باشد که سازنده کنترل NC نموده، بایستی بعضی تغییرات طراحی در نظر گرفته شود. امکانات زیر ذکر شده است:

- کاهش وزن میز
- افزایش قطر میله غلتک ساچمه‌ای (میله‌پیچ)
- کاهش طول میله غلتک ساچمه‌ای
- افزایش قطر تکیه‌گاه
- انتخاب تکیه‌گاه مقاوم‌تر

اگر امکان استفاده از اقدامات طراحی فوق وجود نداشته باشد، بایستی روش و نوع دیگری برای اندازه‌گیری فاصله انتخاب شود، بطور مثال بجای اندازه‌فاصله مستقیم می‌توان اندازه فاصله غیر مستقیم را بکار برد (به بخش ۱۰-۵-۳ مراجعه شود). تنها ضریب فنری مکانیکی که در این سیستم اندازه‌گیری فاصله در یک مدار تنظیمی وجود دارد، پیچش شافت موتور است که سیستم اندازه‌گیر دورانی را به حرکت می‌آورد. در چنین راه‌حلی اما بایستی توجه نمود که کل تغییر شکل محوری میز که در اثر قابلیت تغییر شکل میله، تکیه‌گاه و مهره ایجاد می‌شود، بر اندازه‌گیری فاصله اثر می‌گذارد اما آنرا توسط سیستم اندازه‌گیری طول نمی‌توان اندازه‌گیری کرده و بعد به کمک مدار تنظیم اصلاح نمود.

۸-۳- مثال آموزشی

محرك برای ایجاد حرکت پیشروی سنگ و مدار کنترل برای تنظیم حرکت در یک ماشین سنگ اونیورسال توسط میله غلتک ساچمه‌ای با شیب $h = 2/5 [mm]$ انجام می‌گیرد. چنین محرکی با یک موتور سرجریان

یکسو با تعداد دور اسمی $n=2000[\text{min}^{-1}]$ و یک موتور گامی الکتریکی با مشخصات زیر را بررسی می‌کنیم:

زاویه گام $1/8^\circ$ (نیمه گام $0/9^\circ$)

فرکانس گام حداکثر $6500[\text{Hz}]$

سرعت کورس سریع میز نبایستی کمتر از $5000 \frac{\text{mm}}{\text{mn}}$

هنگام استفاده از یک موتور سروجریان یکسو نبایستی سرعت پیشروی میز از مقدار $0/1[\text{mm}/\text{min}]$ تجاوز کند.

هنگام استفاده از موتور گامی نبایستی فاصله پیشروی قابل کنترل توسط پالس از مقدار $0/00025[\text{mm}]$ تجاوز کند

راه حل: تعداد دور میله غلتک ساچمه‌ای لازم برای ایجاد سرعت پیشروی پیش‌بینی شده برای میز برابر است با:

$$n_{\min} = \frac{v_{\text{کورس سریع}}}{h} = \frac{0.1}{2.5} = 0.04[\text{min}^{-1}]$$

در کورس سریع تعداد دور میله زیر خواسته شده است:

$$n_{\max} = \frac{v_{\text{کورس سریع}}}{h} = \frac{5000}{215} = 2000[\text{min}^{-1}]$$

موتور سروجریان یکسو را می‌توان مستقیماً (بدون مکانیزم تطبیقی) به میله غلتک ساچمه‌ای متصل نمود، (شکل ۱۰-۳۶)، زیرا با حداکثر دور موتور ایجاد مستقیم سرعت کورس سریع مورد نظر امکان‌پذیر بوده و دور موتور حداقل خواسته شده $n_{\min}=0/04[\text{min}^{-1}]$ نیز به کمک کنترل موتور جریان یکسو ترانزیستورها تحقق‌پذیر است (در بخش ۸-۲-۳ محدوده تنظیم ۱:۵۰۰۰۰ ذکر شده است)

$$n_{\min} = \frac{2000}{50000} = 0/04[\text{min}^{-1}]$$

در صورت استفاده از موتور گامی ابتدا تعداد گامها در یک دور را محاسبه می‌کنند:

$$\text{تعداد گامها در یک دور} = \frac{360}{\text{زاویه گام}} = \frac{360}{1/8} = 200$$

$$= \frac{360}{0/9} = 400 \quad \text{یا به کمک نیمه گامها:}$$

حداکثر دور موتور طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$n_{\max} = \frac{\text{فرکانس گام} \times 60}{\text{تعداد گامها در یک دور}} = \frac{6500 \times 60}{200} = 1950[\text{min}^{-1}]$$

این تعداد دور جزئی کمتر از دور پیش‌بینی شده برای ایجاد سرعت کورس سریع مورد نظر است.

کوچکترین کورس میز قابل کنترل توسط پالس طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$H = \frac{\text{زاویه گام} \times h}{360} = \frac{h}{\text{تعداد گامها در یک دور}} = \frac{2/5}{400} = 0/0063[mm]$$

با وجودیکه با نیمه‌گامها محاسبه شده، فاصله پیشروی برای ارتباط مستقیم موتور گامی با میله غلتک ساچمه‌ای بسیار بزرگ است. به این جهت بایستی مابین موتور گامی و میله غلتک ساچمه‌ای یک مکانیزم تطبیق (شکل ۸-۱۳) قرار دارد، نسبت کاهش مکانیزم i چنین تعیین می‌شود:

$$H = \frac{h}{i \cdot (\text{تعداد گامها در یک دور})}$$

$$\Rightarrow i = \frac{h}{H \cdot (\text{تعداد گامها در یک دور})} = \frac{2/5}{0/00025 \times 400} = 25[mm]$$

با استفاده از مکانیزم کاهنده می‌توان کوچکترین فاصله پیشروی قابل کنترل توسط پالس را ایجاد نمود، اما سرعت کورس سریع بسیار کوچک می‌شود:

$$V_{\text{گورس سریع}} = \frac{1950}{25} \times 2/5 = 195 \left[\frac{mm}{min} \right]$$

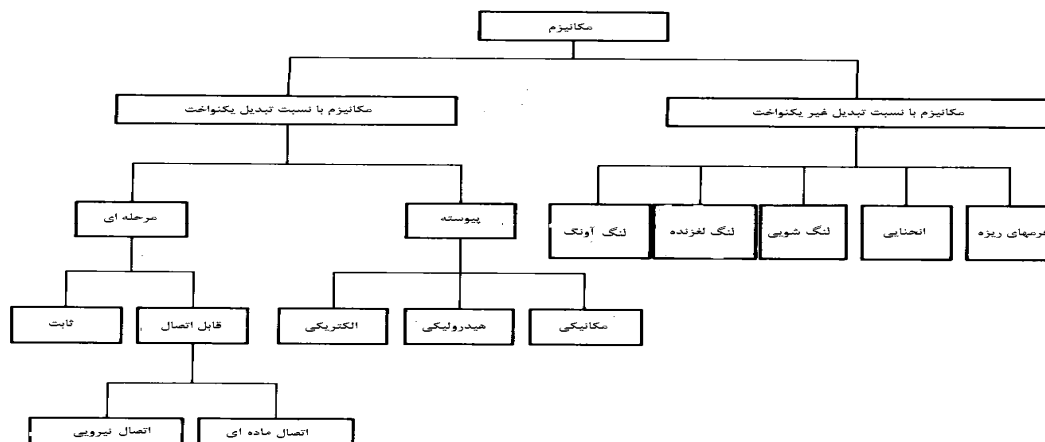
بنابراین مسئله فوق را تنها به کمک یک محرك جریان یکسو می‌توان حل نمود.

۸-۴- مکانیزمهای بکار رفته در ماشین‌های ابزار:

۸-۴-۱- خواسته‌های کلی:

یک مکانیزم در یک مفهوم کلی وسیله‌ای است که هنگام انتقال انرژی به منظور تطبیق و تبدیل اجباری حرکات و گشتاورها یا نیروها بکار می‌رود. در صنعت ماشینهای ابزار مکانیزمها بیشتر برای کاهش دورهای معمولاً بالای موتورهای محرک به دورهای کاری و علاوه بر آن برای تولید حرکات پیشروی قطعه کار یا ابزار مورد استفاده قرار می‌گیرند.

مکانیزمها از نظر نسبت تبدیل به یکنواخت و غیریکنواخت تقسیم می‌شوند (شکل ۸-۲۳).



شکل ۸-۲۳: تقسیم‌بندی مکانیزمها

در مکانیزم‌ها با نسبت تبدیل یکنواخت حرکت دورانی ورودی و خروجی در یک نسبت ثابت نسبت به هم قرار دارند.

مکانیزم‌ها با نسبت تبدیل یکنواخت را به مکانیزم‌های مرحله‌ای و پیوسته تقسیم‌بندی می‌کنند. این به آن معنی است که یک مکانیزم مرحله‌ای یک تعداد معین دور مابین دور حداقل و حداکثر خروجی (مراحل) بطور پله‌ای ایجاد می‌کند در حالی که در یک مکانیزم پیوسته در این طیف می‌توان دورها را در حین کار بطور پیوسته تغییر داد. مکانیزم‌های پیوسته بطور مثال در ماشینهای ابزار براده بردار متناسب با شرایط کاری مختلف هر بار مناسبترین سرعت برش را در اختیار قرار می‌دهد. اینگونه مکانیزمها اما در مقایسه با انواع مرحله‌ای دارای نقص داشتن راندمان کمتر (برای قدرتی مساوی) و داشتن حجم ساختمانی بزرگتر می‌باشند.

مکانیزمها با نسبت تبدیل "غیر یکنواخت" با وجود حرکت دورانی یکنواخت ورودی یک حرکت غیریکنواخت در خروجی ایجاد می‌نمایند. حرکت خروجی مکانیزم اما حرکتی است خطی با سرعت v ، یعنی $\frac{\delta v}{\delta t} = v \neq 0$ امکان تغییر مسیر سرعت خروجی بطور مرحله‌ای یا بطور پیوسته وجود دارد.

۸-۴-۲- مکانیزم‌ها با نسبت تبدیل یکنواخت

مکانیزم‌ها با امکان تنظیم مرحله‌ای دور خروجی:

از جمله مکانیزم‌های مرحله‌ای هم مکانیزم‌ها با یک نسبت تبدیل ثابت (غیرقابل تعویض دور) و هم مکانیزم‌ها با چندین دور خروجی (قابل تعویض) به حساب می‌آیند. در صنعت ماشین‌های ابزار مکانیزم‌های مرحله‌ای بصورت جعبه دنده‌ها یا مکانیزم‌های چرخ تسمه‌ای بکار می‌روند.

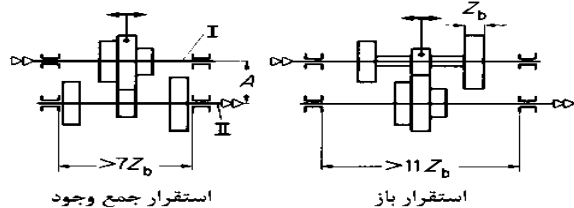
(الکتروموتورها با امکان تعویض قطب یا با امکان تنظیم دور از جمله مکانیزم‌ها نیستند) کوچکترین جعبه دنده از یک زوج چرخ‌دنده تشکیل شده که در آن چرخ و چرخ مقابل روی دو شافت مختلف قرار دارند. دو چرخ درگیر با هم معمولاً دارای قطرهای مؤثر مختلفی هستند، بطوریکه دورهای دو شافت بطور اجباری مختلف

می‌باشند. یک جعبه دنده با امکان تعویض دور دارای زوج چرخ‌دنده‌های مختلف می‌باشد، که بر حسب استقرار آنها چندین نوع ساختمانی مختلف بوجود می‌آید.

اصول ساختمانی:

برای تعویض دور جعبه دنده بکار رفته در ماشین‌های ابزار طراحی‌های مختلفی بکار گرفته شده بطور مثال: چرخ‌های انتقالی، کلاچ‌هاییکه بطور الکتریکی یا مکانیکی عمل می‌کنند و غیره (به بخش ۸-۵ مراجعه نمایید).

کوچکترین واحد قابل تعویض دور، جعبه‌دنده‌ای است دو یا سه مرحله‌ای با دو یا سه دور خروجی که جعبه دنده اصلی نامیده می‌شود (شکل ۸-۲۴).



عرض دندانه ای = Z_b

شکل ۸-۲۴: مکانیزم اصلی سه مرحله‌ای

در شکل ۸-۲۴ تعویض دور به کمک چرخ‌های انتقالی انجام می‌گیرد، برای تعویض، سه چرخ‌دنده‌های فوقانی که بطور مقاوم در مقابل پیچش روی شافت سوار شده‌اند را می‌توان در جهت محوری تغییر مکان داد.

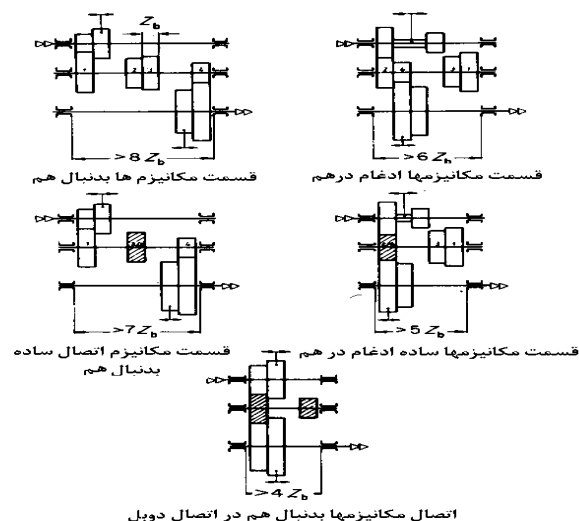
در يك جعبه دنده چرخ انتقالی استقرار چرخهای انتقالی هم روی شافت محرك و هم روی شافت خروجی امکانپذیر است، مناسبتر انتقال چرخهای سبکتر است، زیرا از يك طرف جرم کمتری را باید حرکت داد و از طرف دیگر به خاطر قطرهای کوچکتر چنگالهای اتصال کوچکتری مورد نیازند.

“استقرار نزدیک بهم” چرخهای انتقالی ترجیح دارد، زیرا در مقایسه با “استقرار دور از هم” ساختمان کوچکتری ایجاد می‌شود.

در صورت استقرار دور از هم چرخها اولاً طول در جهت محور بزرگتر بوده و ثانیاً بخاطر بارگذاری خمشی و پیچشی بیشتر بایستی شافت‌های قوی‌تری بکار روند. پی‌آمد این است که حداقل قطر داخلی کوچکترین چرخ‌دنده بزرگتر شده و در نتیجه بایستی سایر چرخ‌دنده‌ها را نیز بزرگتر طراحی نمود.

در صورت استقرار نزدیک بهم بایستی بزرگترین چرخ را در وسط واحد انتقالی مستقر کرد، اختلاف قطر مابین بزرگترین چرخ‌دنده با چرخ کوچکتر بعدی بایستی حداقل آنقدر باشد که چرخهای انتقالی بتوانند از مقابل چرخ ثابت وسط عبور کنند. به این جهت در يك جعبه‌دنده اصلی سه مرحله‌ای نمی‌توان مرحله‌بندی دورها را بطور دلخواه انتخاب نمود.

با اتصال دنبال هم جعبه‌دنده‌های اصلی جعبه‌دنده با چندین دور خروجی بدست‌می‌آید، با اتصال دور جعبه دنده اصلی دو مرحله‌ای بدنبال هم (شکل ۸-۲۵)، بطور مثال يك جعبه‌دنده چهار مرحله‌ای با چهار دور خروجی بدست‌می‌آید. برای ایجاد طول ساختمانی کوچکتر و برای صرفه‌جویی در چرخ‌دنده‌ها جعبه‌دنده‌های “چرخ مشترك” را بکار می‌برند. در این جعبه‌دنده‌ها يك یا چندین چرخ متعلق به چند قسمت جعبه دنده‌های مختلف می‌باشد. چرخهای مشترك در شکل ۸-۲۵ هاشور خورده‌اند.



شکل ۸-۲۵: مکانیزم سه محوري، چهار مرحله اي

عرض دندان- Z_b

چون چرخهای مشترك با دو چرخ دنده درگیر میشوند، بایستی سه چرخ دنده دارای مدولي مساوي باشند. بزرگي مدول را تابع قسمت جعبه دنده با بزرگترین گشتاور تعیین می نمایند، بطوریکه

احتمالاً فواصل محوري بزرگتری

ایجاد می شود، طول ساختمانی

کوتاه تر در جهت محوري به این جهت

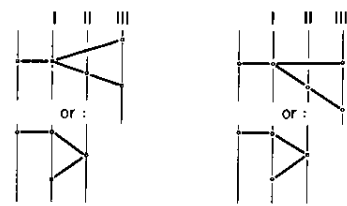
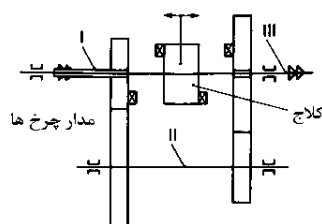
به معنای بزرگتر شدن جعبه دنده در

جهت شعاعي است.

فرم ساختمانی که اغلب بکار می

رود بصورت "چرخ دوبل" است (شکل ۸-

۲۶).



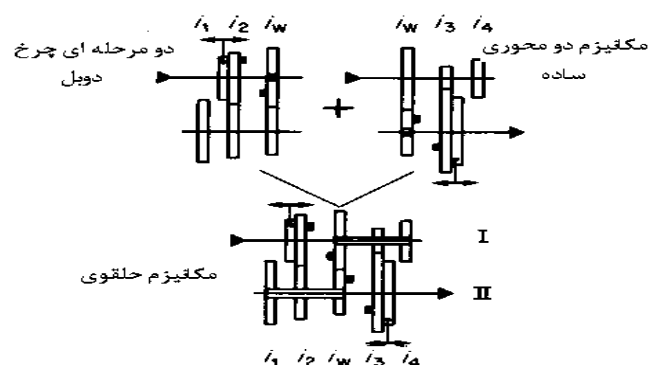
تصویر مدار شبکه ساختمانی

تصویر مدار شبکه دورها

شکل ۸-۲۶: شماتيك مکانیزم اصلي دارای چرخ

دوبل

این جعبه‌دنده از سه شافت تشکیل شده است و دورها همیشه توسط يك كلاچ اتصال داده می‌شوند. جریان نیرو یا از شافت I مستقیم به شافت III یا ابتدا به شافت II و از آنجا به شافت III منتقل می‌شود. در حالت اول با وجود درگیری چرخ‌دنده‌ها نسبت تبدیل اثر نمی‌کند، بطوریکه دور ورودی و خروجی با هم برابرند، در حالت دیگر با اتصال دنبال هم دو زوج چرخ‌دنده يك نسبت تبدیل کل بزرگی حاصل می‌شود. بخاطر نوع طراحی ساختمانی (برگشت دادن جریان نیرو به شافت هم مرکز III) ساختمان جمع و جورتری ایجاد می‌شود، چرخ‌های دابل اغلب روی شافت خروجی قرار داده می‌شوند. تا بتوان (در جعبه دنده) تا حد ممکن با دورهای بالا، یعنی با گشتاورهای کوچک کار کرد (به بخش اصول محاسباتی مراجعه شود) در جعبه‌دنده‌های حلقوی، شکل ۸-۲۷ طبق ساختمان ظاهری آنها دو مکانیزم چرخ‌دابل با تعویض شافتشان بهم متصل هستند.

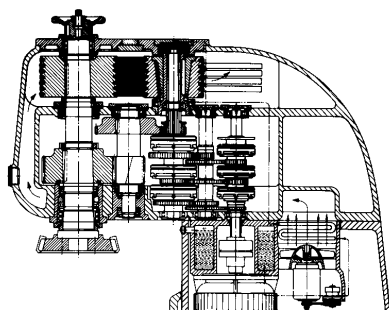


شکل ۸-۲۷: چگونگی ایجاد يك مکانیزم حلقوی از يك مکانیزم چرخ دابل و يك مکانیزم دو محوری ساده

اما جریان دور به اینصورت است که جعبه‌دنده دوم از نوع چرخ دوبلی نبوده، بلکه از نوع معمولی است و ورودی و خروجی در مقایسه با نوع دوبلی دیگر هم مرکز نیستند.

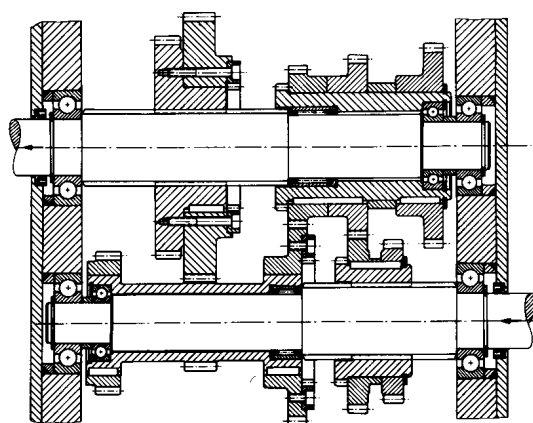
جعبه‌دنده‌های حلقوی اصولاً دو محوری با چندین شافت هم مرکز می‌باشند. این جعبه‌دنده برای تعداد مراحل مساوی نیاز به همان تعداد چرخ‌دنده مانند اتصال دابل دارد. اما بخاطر شافتهای

جعبه‌دنده اصلی یک ماشین فرز قائم در شکل ۸-۲۹ شامل یک مکانیزم کلاچی ۹ مرحله‌ای، یک مکانیزم چرخ تسمه‌ای و یک جعبه دنده چرخ دوبر است.



شکل ۸-۲۹: مکانیزم اصلی (جعبه دنده) یک ماشین فرز قائم

دور جعبه دنده کلاچی را بر خلاف جعبه‌دنده‌های چرخ انتقالی در حین کار هم می‌توان تغییر داد. طرف راست یک کلاچ الاستیکی و مابین موتور و جعبه‌دنده اصلی یک هواکش دیده می‌شود، که هوای خنک را در امتداد پوسته جعبه دنده می‌فشرد. در ماشین‌های ابزار پربارگذاری شده چنین دستگاه‌هایی وظیفه دارند افزایش گرمای ایجاد شده در جعبه‌دنده، کلاچ و تکیه‌گاه‌ها را، به کمک خارج کردن ضایعات انرژی و با هوای خنک کاهش دهند، در غیر اینصورت امکان تراکم حرارتی غیر مجازی بخصوص در میله اصلی ایجاد شده و موجب کاهش دقت هندسی ماشین می‌شود. شکل ۸-۳۰ طراحی مکانیزم حلقوی ۹ در شکل ۸-۲۷ نمایش داده شده است را نشان می‌دهد.



شکل ۸-۳۰: مکانیزم حلقوی ۹ مرحله‌ای

چرخ‌دنده‌های طرف چپ پائین تصویر و چرخ‌دنده‌های طرف راست بالای تصویر به کمک یاتاقان‌های مستقل روی شافت‌ها سوار شده‌اند، زیرا واحد چرخ‌ها و شافت‌ها، بر حسب موضع اتصالی می‌توانند دورهای مختلفی داشته باشند.

اصول محاسباتی جعبه‌دنده‌های مرحله‌ای

محدوده دوری لازم: توسط حداقل و حداکثر سرعت تراش، همینطور توسط حداقل و حداکثر قطر قطعه کار و قطر ابزار تعیین میشود (شکل ۸-۳۱) نسبت بزرگترین و کوچکترین دور خروجی را "محدوده دوری" B می نامند.

برای کاربرد اقتصادی یک ماشین ابزار علاوه بر محدوده دور B "تعداد مراحل" Z (تعداد دورهای خروجی قابل تنظیم) نیز تعیین کننده است.

برای هر مسئله کاری میتوان یک دور اقتصادی ایده آل بدست داد، که با آن اقتصادیترین "سرعت تراش" حاصل می شود، در جعبه دنده های مرحله ای بخاطر محدود بودن تعداد مراحل نمیتوان دور بهینه را بطور دقیق تنظیم نمود. هر چقدر تعداد مراحل بیشتر باشد میزان انحراف کمتر است

$$n_{\max} = \frac{V_{c\max}}{d_{\min}\pi} \quad \text{و} \quad n_{\min} = \frac{V_{c\min}}{d_{\max}\pi}$$

$$B = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad \text{و}$$

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{V_{c\max}}{V_{c\min}} \times \frac{d_{\max}}{d_{\min}}$$

$$B = B_v \cdot B_d \quad \text{و}$$

$v_{c\max}$ - حداکثر

$N_{\max}$ - حداکثر دور خروجی

سرعت تراش

$v_{c\min}$ - حداقل

$n_{\min}$ - حداقل دور خروجی

سرعت تراش

B -

$d_{\max}$ - حداکثر قطر قطعه کار یا قطر ابزار

محدوده دوری

B_v - محدوده

$d_{\min}$ - حداقل قطر قطعه کار یا قطر ابزار

سرعت، B_d محدوده قطر

شکل ۸-۳۱: تعریف محدوده دوری

در هر صورت مرحله بندی ظریف محدوده دورها موجب پیچیدگی و گرانی جعبه دنده میشود، جدول ۸-۲ شامل رهنمودهایی برای

تعداد مراحل محدوده دوری معمول در صنعت ماشینهای ابزار می‌باشد.

ماشین	محدوده دور	تعداد مراحل
ماشین‌های صفحه‌تراش	۶ تا ۱۰	۶ تا ۹
ماشین‌های تراش	۵۰ تا ۲۰۰	۱۲ تا ۱۸
ماشین‌های فرز و سوراخکاری	تا ۴۰۰	تا ۳۶
پرسکاری	۱	۱

جدول ۸-۲ محدوده دوری و تعداد مراحل

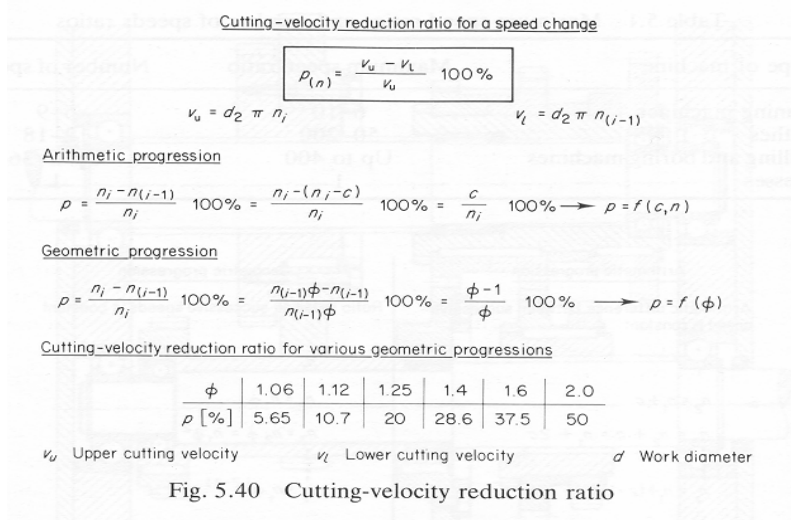
برای مرحله‌بندی محدوده دورها دو روش بکار می‌رود، (شکل ۸-۳۲) "مرحله‌بندی حسابی" و "مرحله‌بندی هندسی". مرحله‌بندی حسابی عملاً فقط در محرك میله هادی پیچ‌تراشی در ماشین‌های تراش بکار می‌رود.

Arithmetic progression	Geometric progression
Arithmetic difference between successive speed is constant	Ratio between successive speeds is constant
n_1 $n_2 = n_1 + c$ $n_3 = n_2 + c = n_1 + 2c$ $\vdots$ $n_z = n_1 + (z-1)c$	n_1 $n_2 = n_1 \phi$ $n_3 = n_2 \phi = n_1 \phi^2$ $\vdots$ $n_z = n_1 \phi^{(z-1)}$
Speed step c	Speed step ϕ
$c = \frac{n_z - n_1}{z-1}$	$\phi = \sqrt[z-1]{\left(\frac{n_z}{n_1}\right)} = \sqrt[z-1]{B}$
	B Maximum speed ratio

شکل ۸-۳۲: ساختار سیستم مرحله‌بندی

مرحله‌بندی حسابی به این صورت مشخص می‌شود، که تفاضل دو دور متوالی ثابت است، در مرحله‌بندی هندسی در مقایسه نسبت دو دور متوالی ثابت است.

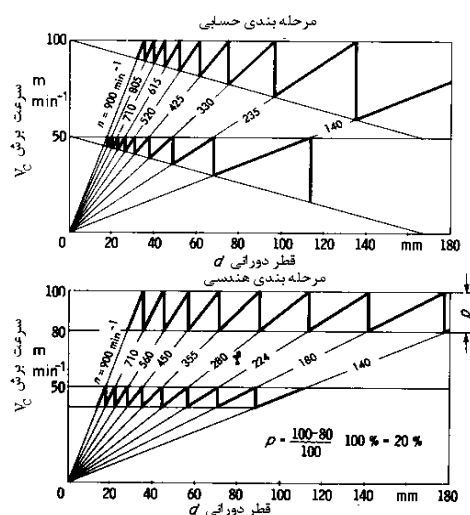
چنانچه قبلاً اشاره شد در جعبه‌دنده‌های مرحله‌ای نمی‌توان دور بهینه را بطور دقیق تنظیم نمود، بطوریکه نمی‌توان بطور دقیق به اقتصادی‌ترین سرعت تراش رسید. برای ارزیابی سیستم مرحله‌بندی از مفهوم نسبت کاهش سرعت تراش، شکل ۸-۳۳ استفاده می‌شود. "نسبت کاهش سرعت تراش p " هنگام تعویض یک دور بدور بعدی ایجاد می‌شود، در اینصورت برای یک قطر قطعه یا قطر ابزار دو سرعت تراش مختلف V_{CO} و V_{Cu} وجود دارد که از تفاضل آنها نسبت کاهش سرعت تراش p محاسبه می‌شود.



شکل ۸-۳۳: تعریف نسبت

کاهش سرعت تراش

اگر سرعت تراش $V_c = \pi n_1 d$ را تابع قطر دورانی d (قطر قطعه کار یا قطر ابزار) بصورت یک منحنی رسم نمائیم، (شکل ۸-۳۴) برای هر دور n_1 ، n_2 و n_3 و غیره یک تابعیت خطی با هر بار ضریب افزایشهای مختلف نتیجه می‌شود.



شکل ۸-۳۴: سرعت تراش برای مرحله‌بندی

حسابی و مرحله‌بندی هندسی

با تعريف يك سرعت تراش حداكثر v_{C0} ، كه با اقتصادي ترين سرعت تراش تطابق دارد، مشهود مي شود كه براي محدوده قطرهاي مختلف دوره هاي مختلفي نيز لازم مي شود. با اين تنظيم هاي دور نمايش داده شده در شكل، بهترين امكان براي نزديكتر شدن به سرعت تراش حداكثر حاصل مي شود.

با عبور از يك دور به دور بعدي براي كل محدوده قطري منحنی V_c-d با فرم دندانه اريه اي نوعي بوجود مي آيد (در مقايسه با آن در جعبه دنده هاي پيوسته v_{C0} را براي هر قطر مي توان بطور دقيق تنظيم نمود).

چنانچه مشاهده مي شود مسير منحنی ها براي مرحله بندي هندسي و حسابي كاملاً با هم فرق دارند. در "مرحله بندي حسابي" نسبت کاهش سرعت تراش علاوه بر نسبت افزايش C تابع هر دور مربوطه نيز مي باشد، اگر جعبه دنده را با معلوم بودن حداكثر سرعت تراش براي تعداد دوره هاي لازم (مطابق با قطرهاي ماشين كاري بزرگ) بر مبناي مرحله بندي حسابي طراحي كنيم، فاصله مرحله بندي براي دوره هاي بالاتر بطور غير ضروري ظريف خواهد شد، و برعكس در دوره هاي پائين، نسبت کاهش سرعت تراش يعني فاصله دورها بيش از حد بزرگ مي شود. در هر دو صورت محدوده هاي مرحله اي نامناسبی بوجود مي آيد. در مقابل نسبت کاهش سرعت تراش "در مرحله بندي هندسي" فقط تابع نسبت افزايش ϕ مي باشد، يعني هنگام تعويض از يك دور بدور بعدي كوچكتر نسبت کاهش سرعت تراش تغيير نمي كند. در شكل ۸-۳۳ نسبت کاهش سرعت تراش p براي سري هاي هندسي مختلف نشان داده شده است.

علاوه بر اين حسن، در صورت اتصال دنبال هم جعبه دنده هائي كه بر مبناي مرحله بندي هندسي طراحي شده اند، دوره هاي خروجي نيز داراي مرحله بندي هندسي خواهند بود (اتصال دنبال هم هر يك از جعبه دنده ها مطابق است با ضرب با يك نسبت افزايش ϕ يا ϕ^Z).

بخاطر اين دو خصوصيت كه در هيچيك از ساير سيستم هاي مرحله بندي وجود ندارد، در صنعت ماشينهاي ابزار براي محركهاي

پیشروی و محرکهای اصلی اغلب از جعبه‌دنده‌ها با مرحله‌بندی هندسی استفاده می‌شود.

مرحله‌بندی هندسی طبق "اعداد استاندارد" (DIN ۳۲۳) انجام می‌گیرد بطوریکه صرفه‌جویی‌های در طراحی (استاندارد کردن جعبه‌دنده)، محاسبه و تولید ایجاد می‌شود. قاعده تشکیل اعداد استاندارد به این صورت است:

$$(۸-۲۱)$$

$$X = \left(R \sqrt[10]{10} \right)^K$$

R تعداد تقسیم‌بندی در چهارچوب توان دهمی می‌باشد. K موضع موضع عدد استاندارد را در چهارچوب یکسری عددی مشخص می‌نماید. با ۴۰، ۲۰، ۱۰، ۵، R=۵ سری‌های اصلی R۵، R۱۰، R۲۰، R۴۰ بوجود می‌آیند. اعداد استاندارد دارای ویژگی‌ها و محاسنی به شرح زیر هستند: نسبت‌ها، حاصلضربها، توانهای عدد صحیح، قسمت‌ها یا چند برابرهای اعشاری اعداد استاندارد دلخواه باز اعداد استاندارد هستند.

در صنعت ماشینهای ابزار (بعنوان سری اصلی) اغلب سری R۲۰ با نسبت افزایش $\phi = 1/12$ انتخاب می‌شود، شکل (۸-۳۵). با انتخاب هر دومین، سومین، چهارمین و ... اعداد استاندارد سری‌های استنتاجی $R_{20}/2$ ، $R_{20}/3$ ، $R_{20}/4$ و غیره حاصل می‌شوند، متناسب با آن ضریب افزایش سری‌های استنتاجی نیز در مقایسه با سری‌های اصلی بصورت ϕ^2 ، ϕ^3 و ϕ^4 و غیره بزرگتر می‌شوند.

از نقطه‌نظر دوره‌های اصلی موتورهای سه‌فاز معمول (برای ۶٪ نسبت لغزش حدود ۱۴۰۰ تا ۲۸۰۰ دور در دقیقه) نیز اغلب بر مبنای سری R_{۲۰} طراحی می‌شوند، زیرا هر شامل دو دور ۱۴۰۰ و ۲۸۰۰ نیز هستند.

سریه‌های R_{20} ، $R_{20}/2$ و $R_{20}/4$ را می‌توان بطرف پائین یا بطرف بالا با تقسیم بر، یا ضرب در ۱۰، ۱۰۰ و غیره

Basic series R 20	Nominal rev min ⁻¹						Limiting rev min ⁻¹ values of the R20 series			
	Sub-series						Due to mechanical variables		Due to mechanical and electrical variables	
	R 20/2	R 20/3 (..2800..)		R 20/4 (..1400..)(..2800..)		R 20/6 (..2800..)	- 2 %	+ 3 %	- 2 %	+ 6 %
$\varphi = 1.12$	$\varphi = 1.25$	$\varphi = 1.4$		$\varphi = 1.6$	$\varphi = 1.6$	$\varphi = 2$	7	8	9	10
1	2	3		4	5	6				
100	112	11.2	125	1400	140	112	11.2		1400	
112								98	103	98
125	140	16						110	116	110
140								125	130	125
160								138	145	138
								155	163	155
180	180	180	2000	224	180	180	174	183	174	188
200	224	22.4	250	2800	280	22.4	196	206	196	212
224							219	231	219	237
250	280						246	259	246	266
280							276	290	276	299
315	355	31.5	355	4000	355	355	310	326	310	335
355							348	365	348	376
400	450	45	500		450	45	390	410	390	422
450							438	460	438	473
500							491	516	491	531
560	560	63	710	8000	900	90	551	579	551	596
630	710						618	650	618	669
710							694	729	694	750
800	900	90					778	818	778	842
900							873	918	873	945
1000		1000					980	1030	980	1060

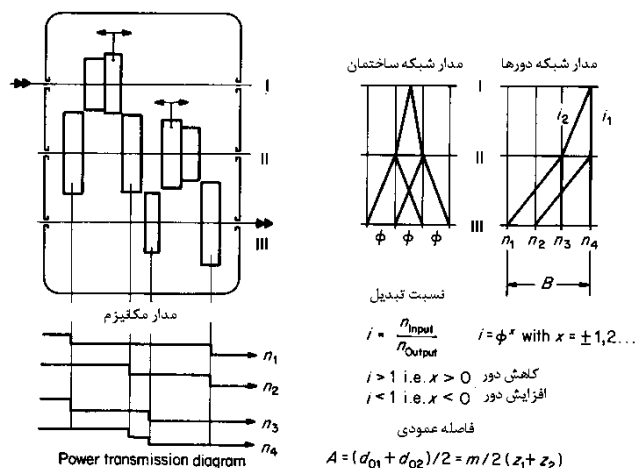
The series R20, R20/2 and R20/4 may be extended upwards or downwards by dividing or multiplying by 10, 100 etc.
The series R20/3 and R20/6 are shown for three powers of ten, because the numbers repeat only after every fourth power

ادامه داد.

شکل ۸-۳۵: دوره‌های اصلی برای ماشینهای ابزار (تکرار جدول ۸-۱)

سریه‌های $R_{20}/3$ و $R_{20}/6$ برای سه فاصله دهدهی ذکر شده‌اند، زیرا اعداد آنها در هر چهارمین فاصله دهدهی تکرار می‌شوند. برای طراحی جعبه‌دنده‌های مرحله‌ای و پیوسته پیچیده ابزارهای کمکی ترسیمی وجود دارد، که کار را بمراتب ساده‌تر می‌کنند، (شکل ۸-۳۶). "شبکه ساختمانی" مبناي طراحی جعبه‌دنده

است، این شبکه امکانات مختلفی برای توزیع نسبتهای تبدیل در يك جعبه‌دنده و بین هر يك از مراحل تعویض را نشان می‌دهد.



شکل ۸-۳۶: اصول طراحی مکانیزم (جعبه‌دنده)

معمولاً شبکه ساختمانی بطور متقارن رسم می‌شود، هر خط اتصال با يك مرحله نسبت تبدیل تطابق دارد. چون شبکه ساختمانی شامل اعداد نسبت تبدیل نیست، تنها محدوده‌ها دوری مراحل تعویض را بدست می‌دهد.

در کنار ساختمان جعبه‌دنده، "مدرار شبکه دورها" مضافاً دورهای هر شافت و میزان نسبت تبدیل آنرا نیز بدست می‌دهد. در تصویر مدرار شبکه دورها به کمک مرحله‌بندی هندسی (ثابت ϕ) دورهای خروجی با بکارگیری مقیاس لگاریتمی در فاصله‌های مساوی نمایش داده می‌شوند. این فاصله هم نسبت دو دور متوالی و هم توان ϕ است. نسبتهای تبدیل توسط شیب خطوط اتصال دورهای دو شافت متوالی مشخص می‌شوند. در شکل ۸-۳۶ طرف راست بالا بطور مثال چنین داریم:

$$(۸-۲۲)$$

$$i_1 = \phi^0 = 1$$

$$(۸-۲۳)$$

$$i_2 = \phi^1 = \frac{n_4}{n_3}$$

دو ابزار کمکی دیگر برای طراحی جعبه‌دنده‌ها "مدرار اتصال" و "برنامه جریان نیرو" هستند، در شکل ۸-۳۶ ساختار جعبه‌دنده، نحوه استقرار و تعداد شافتهای چرخ‌دنده‌ها و احتمالاً کلاچهای بکار رفته را به کمک سمبل‌ها نشان داده شده است.

برنامه جریان نیرو در زیر ساختار نشان می‌دهد چه چرخه‌هایی در هر وضعیت اتصال جریان نیرو را منتقل می‌کنند، برنامه جریان نیرو علاوه بر آن نشان می‌دهد که چگونه هر یک از مراحل تعویض برای ایجاد دور خروجی مشخص را باید ایجاد کرد. "تعداد امکانات نظری" در طراحی جعبه‌دنده‌ها توسط عواملی بنام "مرزهای طراحی" محدود می‌شوند. این عوامل طراحی بشرح زیرند:

- نسبت تبدیل:

در محرکهای اصلی که قدرت مکانیکی زیادی منتقل می‌کنند، توصیه شده است که هر یک از نسبت تبدیل‌های جعبه‌دنده اتصالی مابین ۵/ و ۴ قرار داشته باشند:

$$0.5 \leq i \leq 4, \quad i = \frac{n_1}{n_2}$$

برای نسبت تبدیل‌های $i > 4$ (تبدیل به کندتر) چرخ‌دنده‌ها بزرگ و فاصله محوری بزرگی حاصل شده و در نتیجه نیاز به فضا برای جعبه‌دنده‌ها زیاد خواهد بود.

برای نسبت تبدیل‌های $i < 0.5$ (تبدیل به تندتر) مابین چرخ‌دنده‌ها شرایط غلت نامناسبی ایجاد شده و در صورت وجود خطای دندانه‌سازی دینامیکی زیادی ایجاد می‌شود.

- تعداد دندانه‌های حد:

برای جلوگیری از زیر برش و تضعیف ریشه دندانه‌ها بعنوان حداقل دندانه عدد ۱۷ یا ۱۴ (برای دندانه‌های اینولوت با زاویه فشار ۲۰°) توصیه شده است. از این حد تعداد دندانه‌ها فقط در صورت تغییرهای خاص سطح مقطع دندانه‌ها (به کمک تغییر مکان مثبت پروفیل یا افزایش زاویه فشار) می‌توان بطرف اعداد کمتر عدول کرد.

- مدول:

قابلیت تحمل دندانه‌ها با بزرگتر شدن مدول افزایش پیدا می‌کند، اما چون قطر خارجی چرخ‌دنده‌ها نیز بزرگتر می‌شود، همزمان نیاز به فضا برای جعبه دنده نیز بیشتر می‌شود (مشابه DIN ۳۹۹۰).

- تغییر مکان پروفیل:

منظور از عنوان تغییر مکان پروفیل، تغییر مکان ابزار دندان تراشی در جهت شعاعی هنگام ساخت دندانه می‌باشد. این تغییر بر شکل دندانه، ضخامت دندانه و فرم انحناي پایه دندانه اثر می‌گذارد. هنگام طراحی جعبه‌دنده می‌توان به کمک تغییر مکان پروفیلی تعداد دندانه‌های حد را کاهش داده یا در صورت مشخص بودن تعداد دندانه يك فاصله محوري معینی را ایجاد نمود (DIN ۳۹۶۰).

- فاصله محوري:

فاصله محوري کم در جعبه‌دنده‌ها به معنی چرخ‌دنده‌های کوچک و کوچکتر شدن اندازه جعبه‌دنده و کمتر شدن نیروهای گرمی است، اما در صورت تعیین قبلی گشتاور خروجی با کاهش فاصله محوري نیروهای دندانه‌ها و با آن بارگذاری تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابند.

- شافت‌ها:

در کنار محاسبه مقاومت شافت‌ها، بایستی تغییرشکلهای خمشی و پیچشی آنها را نیز رعایت نمود، زیرا می‌توانند تحت شرایطی بر درگیری دندانه‌ها تأثیری منفی داشته باشند. علاوه بر خطای بالانس و کاهش سطوح تماس فعال دندانه‌ها، قبل از هر چیز خطای انحناي دندانه‌ها باعث بارگذاری یکطرفه دندانه‌ها و با آن کاهش قابلیت تحمل آنها می‌شود.

علاوه بر محدودیت‌های طراحی نامبرده بایستی کلیه قطعات جعبه‌دنده را مانند تکیه‌گاه‌ها، شافت‌ها، چرخ‌دنده‌ها و غیره را از نظر مقاومت محاسبه نمود. برای چرخ‌دنده‌ها روش‌های مختلفی وجود دارد، بطور مثال محاسبه مقاومت طبق استاندارد (DIN ۳۸۸۰). در پایان تعدادی "مقررات عام" در طراحی جعبه‌دنده‌های چرخ انتقالی را نیز عنوان می‌کنیم:

- به منظور کاهش ابعاد ساختمانی و با آن کاهش هزینه ساخت بایستی کوچکترین چرخ هر طبقه و مجموع تعداد دندانه‌های هر مرحله تعویض به کوچکترین حد ممکن خود برسد.

- نسبت تبدیل بایستی مابین $۰/۴$ و ۴ تا حد ممکن نزدیک به ۱ باشد.

- بایستی بررسی شود آیا می‌توان تعداد چرخها را توسط "چرخ مشترک" یا "حالت حلقوی" کاهش داد.

- در جعبه‌دنده‌های چند شافتی بایستی کوچکترین نسبت تبدیلها تا حد ممکن نزدیک به ابتدای جعبه‌دنده باشد. در این صورت در ابتدای جعبه‌دنده تعداد دورها بالا، گشتاور کوچک و به این جهت ابعاد چرخها نیز کوچک می‌شود. بایستی سعی شود تا دورها در انتهای جعبه‌دنده کاهش یابند، زیرا گشتاورهای بزرگ مربوط به آنها و ابعاد بزرگتر چرخ‌دنده‌ها نیز در انتهای جعبه‌دنده قرار می‌گیرند. بهمین علت بطور مثال چرخهای دابل (نسبت تبدیل بزرگ) در انتهای جعبه‌دنده قرار دارند.

- در جعبه دنده‌های چندشافتی قسمت اعظم تعداد مراحل نیز بایستی در ابتدای جعبه‌دنده باشند، استقرار يك بلوك سه‌گانه نیز در ابتدای جعبه‌دنده بهتر از بلوك دوگانه می‌باشد، به این وسیله تعداد زیادی دورهای واسط ایجاد می‌شود، که بخاطر گشتاورهای کوچک مربوط به آنها ابعاد چرخها کوچکتر می‌شود.

۸-۴-۳- مکانیزمها با امکان تنظیم پیوسته دور خروجی:

از انواع دستگاههای الکتریکی، مکانیزمهای هیدرولیکی و مکانیکی بعنوان مکانیزمهای پیوسته استفاده شده و بیشتر بصورت محرکهای اصلی و محرکهای پیشروی بکار می‌روند. امتیاز اینها قابلیت تنظیم دقیق سرعت تراش بهینه برای هر شرایط کاری است. نقص آنها در مقایسه با جعبه‌دنده‌های مرحله‌ای راندمان کمتر و زحمت بیشتر طراحی آنها می‌باشد.

دقت سینماتیکی مکانیزمهای پیوسته کمتر از مکانیزمهای مرحله‌ای است، به این جهت در حال حاضر هنوز برای ایجاد حرکات پیشروی دقیق، چنانچه برای ساخت چرخ‌دنده‌ها لازم است، بکار نمی‌روند، بهینه‌سازی دقت سینماتیکی اصولاً به کمک مدارهای تنظیمی امکان‌پذیر است. در بخش‌های بعدی خصوصیات بعضی از مکانیزمهای پیوسته و تفاوت‌های اصلی مابین آنها را نشان داده، (شکل ۸-۳۷) و موارد کاربردی آنها را از یکدیگر متمایز کنیم.

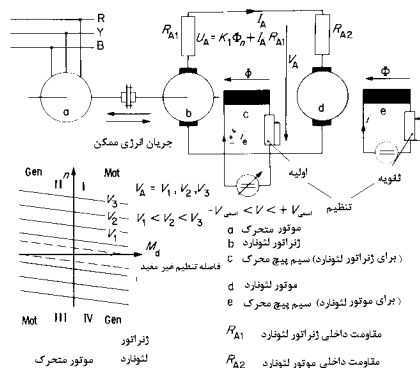
	مکانیزم عضو کششی		مکانیزم غلتکی	اتصال	موتور یکسو + یکسو کننده جریان
	نسبه گرمایی لاستیکی	زنجیر			
Power range available (kW) Output speed range available (rev min ⁻¹)	0.1...7.5 (45), 500...4000	0.25...75 500...7000	0.1...75 0...4000	0.1...11 0...300	0.75...1000 0...4000
Torque: • Increase from n_{min} to n_{max} • Increase when starting • Transmittable when stationary?	3.5 1.5 Yes	6 2.5 Yes	2...8 1...2.5 Yes	2 2.5 Yes	1 1 خیر (بله)
Speed: • Positions available • Changeable when stationary • Accuracy of transmission (speed reduction with torque) • No. of operating sections	up to 10 No Medium 4	up to 10 No (Yes) Low 4	∞ Yes (No) Medium 4	∞ Yes Considerable 1	∞ Yes Considerable (low with tacho) 1 to 4 as required
Maintenance: • Service intervals • Dismantle for inspection? • Typical wearing components	No Belts, pulley bearings	2000h Oil change No Chain	2000-4000h oil change No (Yes) Rolling elements discs	Oil change No Relaxation oscillators	5000 h brushes Yes (No) Brushes, commutators
Miscellaneous: • Efficiency pattern • Noise • Suitable for dusty, corrosive atmosphere?	Medium Yes, with encasement	Good A little higher Yes	Medium / poor A little higher Yes	Poor? Yes	Medium Medium Yes, with additional protection

شکل ۸-۳۷: خصوصیات مکانیزمها با نسبت تبدیل پیوسته (یک مرحله ای، بدون مراحل چرخنده)

دستگاههای الکتریکی:

"سیستم لئونارد" (شکل ۸-۳۸)، دستگاهی است الکتریکی برای تولید دورهای خروجی متغیر از یک دور ورودی ثابت. اما اهمیت آن در سالهای اخیر، بخاطر توسعه صنعت الکترونیک (محرکهای تریستوری)، کاهش یافته است.

یک سیستم لئونارد تشکیل شده است از یک موتور جریان یکسو با محرک خارجی و یک خروجی (موتور لئونارد) که مدار آرمیچر آن با پتانسیل متغیر تغذیه میشود. برای تولید پتانسیل متغیر بازاز موتور جریان یک سوئی محرک خارجی یعنی ژنراتور لئونارد استفاده میشود. این ژنراتور توسط یک موتور سه فاز با دور ثابت به حرکت می آید (سایر موتورهای محرک مانند موتور احتراقی نیز امکان پذیرند).



شکل ۸-۳۸: مدار اتصال یک سیستم لئونارد "Leonard"

در سیستم لئو نارد معکوس کردن جهت دوران و گشتاور امکان پذیر است. رابطه دو موتور لئونارد را می توان ساده از رابطه موتور جریان یکسو استنتاج نمود:

(۲۵-۸)

$$U_{Amot} = K_{1mot} \cdot \phi_{mot} \cdot n_{mot} + R_{Amot} \cdot I_A$$

(۲۶-۸)

$$U_{AGen} = K_{1Gen} \cdot \phi_{Gen} \cdot n_{Gen} - R_{AGen} \cdot I_A$$

چون سرسیمهای ژنراتور و موتور لئونارد به هم متصل شده اند، چنین نتیجه می گیریم:

(۲۷-۸)

$$U_{Amot} = U_{AGen}$$

باتوجه به رابطه (۵) و (۶) چنین نتیجه می شود:

(۲۸-۸)

$$n_{Mot} = \frac{1}{K_{1Mot} \cdot \phi_{Mot}} [K_{1Gen} \phi_{Gen} \cdot n_{Gen} - (R_{AGen} + R_{AMot}) I_A]$$

روابط برای گشتاور موتور خروجی M_{Mot} و برای قدرت آن P_{Mot} عبارتند از:

(۲۹-۸)

$$M_{Mot} = \frac{K_{1Mot}}{2\pi} \phi_{Mot} \cdot I_A$$

(۳۰-۸)

$$P_{Mot} = 2\pi \cdot n_{Mot} \cdot M_{Mot}$$

جریان آرمیچر I_A متناسب با گشتاور موتور خروجی M_{Mot} است. اگر در رابطه (۲۸-۸) بجای جریان آرمیچر I_A گشتاور موتور M_{Mot} یعنی رابطه (۲۹-۸) قرار داده شود. رابطه منحنی کار بدست می آید:

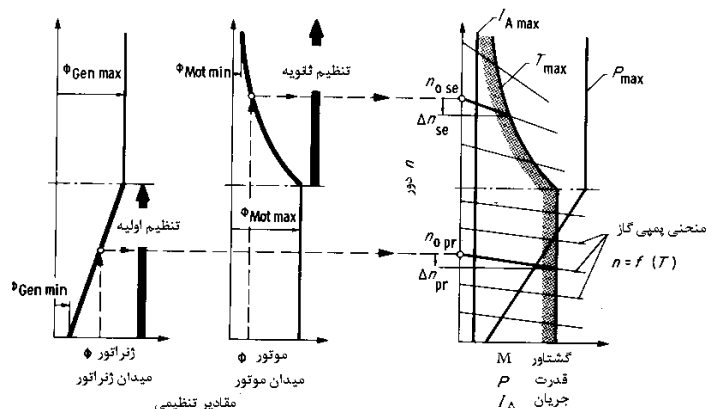
(۳۱-۸)

$$n_{Mot} = \frac{1}{K_{1Mot} \cdot \phi_{Mot}} A$$

و بـ

$$A = \left[K_{1Gen} \cdot \phi_{Gen} \cdot n_{Gen} - (R_{AGen} + R_{AMot}) \frac{2\pi}{K_{1Mot} \phi_{Mot}} M_{Mot} \right]$$

برای تنظیم دور خروجی n_{Mot} می توان یا ϕ_{Gen} یا ϕ_{Mot} را تغییر داد (شکل ۸-۳۹a).



شکل ۸-۳۹a: تنظیم دور اولیه و ثانویه موتور لئونارد

-تنظیم اولیه: تنظیم دور موتور توسط تنظیم میدان ژنراتور Φ_{Gen} . از تنظیم میدان ژنراتور Φ_{Gen} به منظور تغییر پتانسیل خروجی ژنراتور U_A استفاده می‌شود، هنگام این کار میدان موتور Φ_{Mot} تغییر نمی‌کند:

(۸-۳۲)

$$\phi_{Mot} = \phi_{Mot \max} = \text{ثابت}$$

از رابطه (۸-۲۸) مشاهده می‌شود که در این حالت دور موتور n_{Mot} متناسب با میدان ژنراتور Φ_{Gen} می‌باشد:

(۸-۳۳)

$$n_{Mot} \sim \phi_{Gen}$$

تنظیم به یک میدان ژنراتور معین ابتدا یک دور خلاص n_{opr} معینی نتیجه می‌دهد. با افزایش بارگذاری موتور، یعنی با افزایش گشتاور M_{Mot} طبق رابطه (۸-۳۱) دور موتور n_{Mot} باندازه کاهش دور Δn_{pr} کاهش می‌یابد:

(۸-۳۴)

$$\Delta n_{pr} = (R_{AGen} + R_{AMot}) \frac{2\pi}{(K_{IMot} \cdot \phi_{Mot \max})} \cdot M_{Mot} \sim M_{Mot}$$

حداکثر گشتاور M_{Max} توسط حداکثر مجاز جریان آرمیچر $I_{A \max}$ محدود می‌شود. حداکثر مجاز جریان آرمیچر $I_{A \max}$ خود تابع میزان گرم شدن مجاز و با آن تابع خصوصیات طراحی موتور (مقطع کابلها، هواخوری خارجی) می‌باشد:

(۸-۳۵)

$$M_{Mot \max} = \frac{K_{IMot}}{2\pi} \cdot \phi_{Mot \max} \cdot I_{A \max} = \text{ثابت}$$

(۳۶-۸)

$$P_{Mot\ max} = 2\pi \cdot n_{Mot} \cdot M_{Mot\ max} \sim \phi_{Gen}$$

-تنظیم ثانویه: تنظیم دور موتور توسط تغییر میدان موتور ϕ_{Mot} در تنظیم ثانویه میدان ژنراتور ϕ_{Gen} ثابت می‌ماند:

(۳۷-۸)

$$\phi_{Gen} = \phi_{Gen\ max} = \text{ثابت}$$

از این نتیجه می‌شود که:

(۳۸-۸)

$$U_{Amot} = U_{AMot\ max} = \text{ثابت}$$

رابطه (۲۸-۸) نشان می‌دهد که دور موتور n_{Mot} در این حالت بطور معکوس متناسب با تغییرات میدان موتور ϕ_{Mot} می‌باشد:

(۳۹-۸)

$$n_{Mot} \sim 1/\phi_{Mot}$$

یعنی دور با کاهش (تضعیف) میدان موتور، افزایش می‌یابد، با تنظیم یک میدان موتور معینی ϕ_{Mot} ، ابتدا باز یک دور خلاص مربوطه به آن n_{ose} ایجاد می‌شود. در اینجا هم دور با افزایش بارگذاری کاهش می‌یابد.

کاهش دور Δn_{se} توسط تضعیف میدان موتور اما بزرگتر از مورد تنظیم اولیه است، زیرا بطور معکوس متناسب با میدان موتور ϕ_{Mot} می‌باشد، رابطه (۳۱-۸):

(۴۰-۸)

$$\Delta n_{se} = (R_{AGen} + R_{AMot}) \frac{2\pi}{(K_{1Mot} \cdot \phi_{Mot})^2} M_{Mot} \sim \frac{M_{Mot}}{\phi_{Mot}^2}$$

حداکثر گشتاور $M_{Mot\ max}$ در اینجا متناسب با میدان موتور ϕ_{Mot} می‌باشد:

(۴۱-۸)

$$M_{Mot\ max} = \frac{K_{1Mot}}{2\pi} \cdot \phi_{Mot} I_{A\ max} \sim \phi_{Mot}$$

(۴۲-۸)

$$P_{Mot\ max} = 2\pi \cdot n_{Mot} \cdot M_{Mot\ max} = \text{ثابت}$$

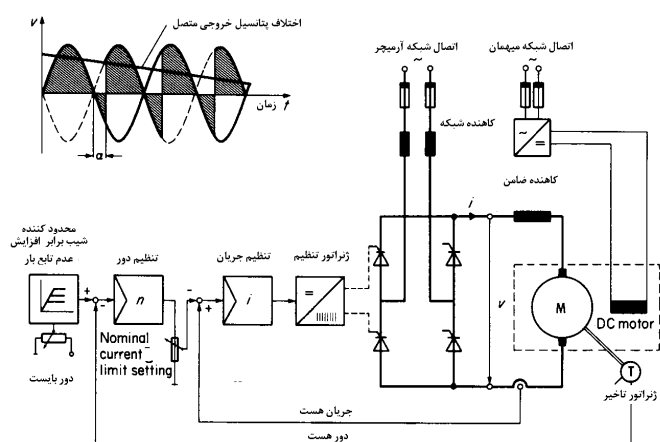
تفاوت تنظیم اولیه و ثانویه در تفاوت شیب‌های منحنی کار و در کاهش گشتاور حداکثر M_{Max} قرار دارد.

در طیف تنظیم اولیه شیب منحنی‌ها زیاد است، یعنی با بارگذاری موتور دور کمی کاهش پیدا می‌کند. بر خلاف در طیف

تنظیم ثانویه شیب منحنی‌های کار کمتر بوده و موتور "نرمتر" است. هنگام بارگذاری دور موتور به مراتب بیشتر کاهش می‌یابد.

این عکس‌العمل در صنعت ماشین‌های ابزار مطلوب نیست. زحمت طراحی و کاربرد سیستم لئونارد نسبتاً زیاد است، زیرا علاوه بر موتور محرك اصلی هنوز دو موتور اضافی مورد لزومند. "راندمان" کل سیستم برابر با ۶۵٪ است.

امروزه بطور فزاینده از این امکان استفاده می‌شود که دور موتورهای جریان یکسو را توسط تغییر مستقیم اختلاف پتانسیل آرمیچر تغییر می‌دهند. اختلاف پتانسیل آرمیچر متغیر به کمک یکسوکنده‌های جریان قابل کنترل (تریستورها) بطور مستقیم از شبکه سه فاز و متناوب ایجاد می‌شود (شکل ۸-۳۹b).



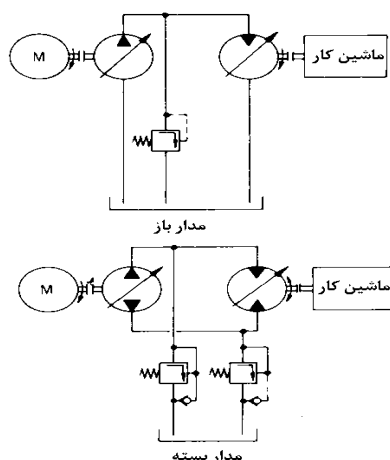
شکل ۸-۳۹b: اتصال یکسوکنده با یکسوکنده‌های کنترل شونده

مکانیزمهای هیدرولیکی:

در مکانیزمهای هیدرولیکی برای انتقال قدرت از یک مایع تحت فشار و اغلب از روغن استفاده می‌شود. مکانیزمهای هیدرولیکی بکار رفته در ماشین‌های ابزار قریب به اتفاق از نوع مکانیزمهای هیدرواستاتیکی هستند. در این نوع مکانیزمها، بر خلاف مکانیزمهای هیدرواستاتیکی هستند. در این نوع مکانیزمها، بر خلاف مکانیزمهای هیدرودینامیکی، انرژی سینتیکی جریان مایع از اهمیت ناچیزی برخوردار است، و مایع تنها برای انتقال نیروی فشار بکار می‌رود.

مکانیزمهای هیدرولیکی یک واحد مرکب از پمپ و موتور تشکیل می‌دهند که بصورت یک "مدار بسته" یا "مدار باز" بهم متصل

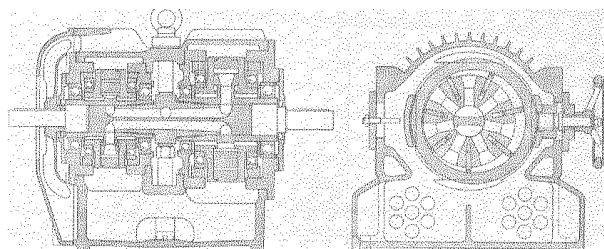
شده‌اند (شکل ۸-۴۰). در مکانیزم با مدار "باز" پمپ وظیفه مکش کل جریان تانک را بعهده دارد، در حالیکه در نوع "مدار بسته" برگشت روغن که به میزان ضایعات روغن کاهش یافته است توسط موتور اصلی به پمپ برگشت داده می‌شود. در طرح "مدار بسته" موتور تحت "تنش هیدرولیکی" قرار دارد، و مقاومت دورانی آن بیشتر از مدار باز می‌باشد.



شکل ۸-۴۰: انواع مدارهای مکانیزمهای هیدرواستاتیکی

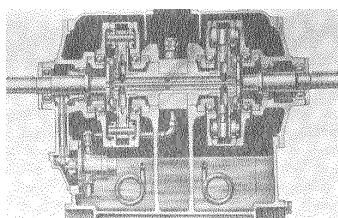
به این جهت طرح مدار بسته برای ترمز کردن، تعویض سریع جهت دور و برای محرکهای پیشروی که میز ابزار به "پرش" یعنی به حرکت تکاندار تمایل دارد، (بطور مثال بخاطر تغییرجهت نیروی تراش یا در اثر Stick-Slip) مناسبند. امتیازات طرح مدار بسته مستلزم قبول زحمت خاص طراحی آنست که در شکل ۸-۴۰ نشان داده شده است. بطور مثال بایستی به منظور کاهش گرما روغن گرم شده در مدار بطور پیوسته با روغن تانک تعویض شده یا توسط دستگاههای اضافی خنک شود. علاوه بر آن نیاز به یک پمپ تغذیه اضافی برای جبران ضایعات روغن می‌باشد. برای تنظیم دور خروجی موتور دو راه وجود دارد، یکی اینکه می‌توان حجم مکش پمپ را تغییر داد (تنظیم اولیه). یا اینکه حجم مصرفی موتور را تنظیم نمود (تنظیم ثانویه). عکس‌العمل کاری مکانیزم هیدرولیکی در این دو روش تنظیم مشابه سیستم لئونارد است، به این جهت سیستم را "سیستم لئونارد هیدرولیکی" نیز نامیده‌اند (با اشکال ۸-۳۹ و ۸-۴۵ مقایسه شود).

در مکانیزم بال سلولي شکل ۸-۴۱ تنظیم دور خروجي موتور توسط تغییر اکسانتر پمپ یا موتور انجام می‌گیرد. مکانیزم، تعویض جهت دور خروجي را با حفظ دور موتور محرك امکان‌پذیر می‌نماید.

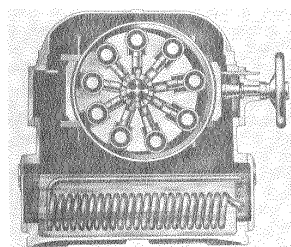


شکل ۸-۴۱: مکانیزم بال سلولي

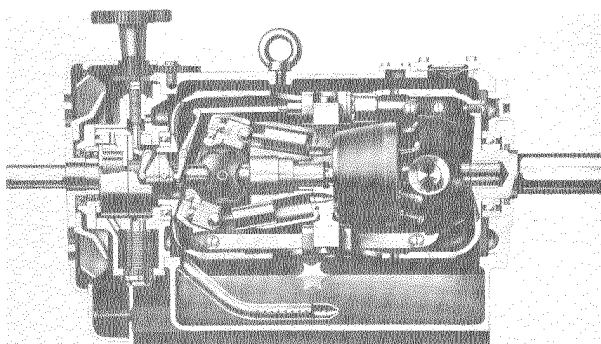
در مکانیزم پیستوني شعاعي شکل ۸-۴۲ بجای بال، پیستون‌هایی بطور شعاعي قرار دارند که به دیوار پوسته خارجی آن تکیه کرده و حرکت کورسي را انجام می‌دهند.



شکل ۸-۴۲: مکانیزم پیستوني شعاعي

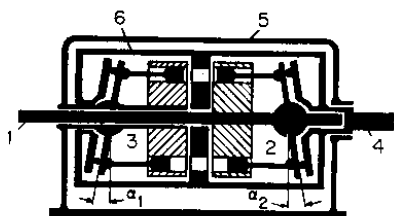


تنظیم این مکانیزم مانند مکانیزم بال سلولي است. ضایعات در مکانیزم پیستوني شعاعي بخاطر هدایت بهتر و آببندی پیستون و سیلندر در مقایسه با مکانیزم بال سلولي کمتر است، علاوه بر آن فشارهای دائمی کاری به مراتب بیشتری امکان‌پذیرند. مکانیزم‌های نشان‌داده شده دارای حرکت دورانی یکنواخت حتی در دوره‌های پائین نیز هستند. در مکانیزم پیستوني محوري شکل ۸-۴۳ پیستونها به موازات شافتهای ورودی و خروجی قرار دارند.



شكل ۴۳-۸: مكانيزم پيستوني محوري

در شماتيك ساختمانى مكانيزم شكل ۸-۴۴ طرز عملکرد آن نشان داده شده است.



شكل ۴۴-۸: شماتيك ساختمانى مكانيزم

پيستوني محوري

- ۱ شافت محرك
- ۲ پمپ
- ۳ موتور
- ۴ شافت خروجی
- ۵ پوسته مكانيزم
- ۶ پوسته مدور متحرك

پمپ (۲) به شافت محرك (۱)، موتور (۳) به پوسته مكانيزم (۵) و شافت خروجي (۴) به پوسته دوار (۶) متصل شده اند. تنظيم حجم مكش پمپ يا حجم مصرفي موتور توسط تغيير وضعيت موب دو صفحه نوساني (زاويه هاي α_1 و α_2) انجام مي گيرد. دو صفحه نوساني توسط ميله بندي بطور ثابت بهم متصل شده اند و هر دو هم جهت نوسان مي كنند. در وسط صفحه كنترل قرار دارد كه جريان روغن را از پمپ به موتور و برعكس هدايت مي كند، كل پوسته مكانيزم پر از روغن شده است. مكانيزم پيستوني محوري" با انشعاب قدرت داخلي" كار مي كند، يعني يك قسمت از انرژي محرك در مكانيزم بصورت مكانيكي، بقيه بصورت هيدروليكي انتقال داده مي شود. به اين طريق مي توان بخاطر قسمت راندمان بهتر جريان قدرت

مکانیکی کل راندمان را در محدوده‌های کاری معینی بهبود بخشیده و حجم ساختمانی را کاهش داد.

برای توضیح "عملکرد انشعاب قدرت داخلی" از تصویر زیر استفاده می‌شود: اگر در یک پمپ هیدرولیکی با پوسته ثابت جریان مکش پمپ در خروجی پمپ بلوکه شود، فشار پمپ از نظریه آندرافزایش می‌یابد تا این که قطعه تغییر شکل پیدا کند (در عمل بخاطر سوپاپهای ایمنی بکاررفته این اتفاق نمی‌افتد). اما اگر پوسته پمپ چنان سوار شده باشد که بتواند دوران کند در این صورت با همان دور و تورپمپ دوران می‌کند. در حالت انشعاب قدرت داخلی یک قسمت از جریان مکش پمپ راه عبور داده شده و توسط یک موتور با حجم مصرفی متغیر جذب می‌شود. دور پوسته پمپ و با آن دور خروجی را می‌توان به این وسیله بطور پوسته تنظیم نمود.

سه "وضعیت کاری" مختلف را می‌توان تشخیص داد:

- قسمت نوسان کننده پمپ عمودی است ($\alpha_2=0$): موتور کاملاً مورب است، پمپ کار نکرده و روی پوسته دوار حرکت می‌کند. شافت خروجی در حال توقف است.

- قسمت نوسان کننده موتور عمودی است ($\alpha_3=0$): پمپ کامل کاری می‌کند، گشتاور به قسمت موتور غیر دوار تکیه کرده و شافت خروجی در اثر گشتاور عکس العمل توسط قسمت نوسان کننده پمپ دوران می‌کند ($n_{ab} = n_{an}$).

- قسمت نوسان کننده پمپ و موتور مورب قرار دارند: انشعاب قدرت داریم و:

a - انرژی هیدرولیکی از پمپ به موتور باعث تأثیر یک گشتاور بر پوسته دوار می‌شود.

b - انرژی مکانیکی بصورت گشتاور عکس العمل توسط قسمت نوسان کننده پمپ به پوسته دوار اثر می‌کند.

طیف منحنی مکانیزم هیدروستاتیکی، شکل ۸-۴۵ را می‌توان بطرز مشابهی مانند سیستم لئونارد نمایش داد، در اینجا هم روش تنظیم اولیه و ثانویه دور موتور قابل تمایز است. مهمترین روابط آن عبارتند از:

$$(۸-۴۳)$$

$$Q_p = n_p \cdot v_p \quad \text{جریان مکش پمپ}$$

$$n_p = \text{دور پمپ}$$

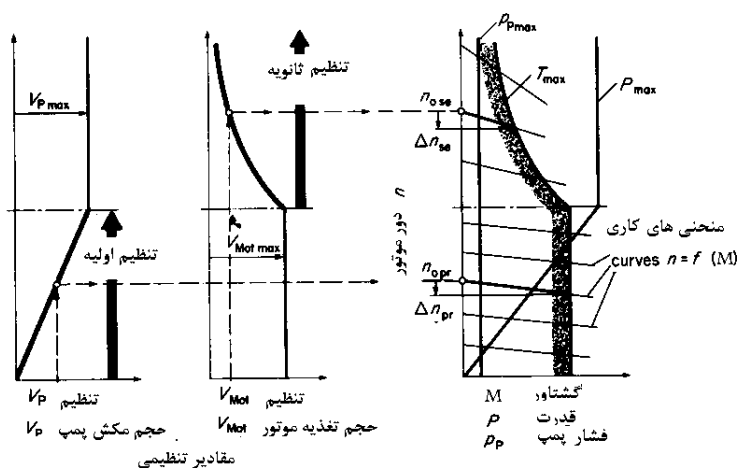
$$v_p = \text{حجم مكش پمپ}$$

(۸-۴۴)

$$Q_{Mot} = n_{Mot} \cdot V_{Mot} \text{ مقدار مصرف موتور}$$

$$n_{Mot} = \text{دور موتور}$$

$$V_{Mot} = \text{حجم مكش پمپ}$$



شكل ۸-۴۵: منحنی های يك
مکانیزم هیدروستاتیکی
ثابت

با صرف نظر از ضایعات روغن در يك مکانیزم هیدروستاتیکی جریان مكش پمپ Q_p و مقدار مصرفی موتور Q_{Mot} با هم برابرند. به این نحو دور موتور n_{Mot} بدست می آید:

(۸-۴۵)

$$Q_{Mot} = Q_p$$

$$n_{Mot} = n_p \frac{v_p}{V_{Mot}}$$

اگر فرض کنیم که فشار روغن پمپ p_p به موتور نیز اثر می کند، در این صورت گشتاور موتور برابر می شود با:

(۸-۴۶)

$$M_{Mot} = \frac{V_{Mot} \cdot P_p}{2\pi}$$

قدرت موتور P_{Mot} متناسب با گشتاور و دور می باشد:

$$P_{Mot} = n_p \cdot v_p \cdot p_p \quad (۸-۴۷)$$

- تنظیم اولیه: تنظیم دور موتور توسط تنظیم پمپ:

توسط تنظیم پمپ حجم مکش v_p پمپ تغییر داده می شود. برای این کار درپمپ های بال سلولی و پیستونی رادیال اکسانتره و درپمپ های پیستونی محوری زاویه شیب α صفحه نوسانی تنظیم می شود. دورپمپ n_p و حجم مصرفی موتور v_{Mot} ثابت میمانند

$$(۴۸-۸)$$

$$n_p = \text{ثابت}$$

$$(۴۹-۸)$$

$$v_{Mot} = v_{Mot \max}$$

از رابطه (۲۵) مشهود است که در این حالت دور موتور n_{Mot} متناسب با حجم مکش پمپ است:

$$(۵۰-۸)$$

$$n_{Mot} \sim v_p$$

با تنظیم یک حجم مکش پمپ معین $v_{p \text{ stell}}$ ابتدا یک دور خلاص معین ایجاد می شود n_{opr} . با افزایش بارگذاری موتور، یعنی با افزایش گشتاور M . دور بخاطر ضایعات روغن کاهش می یابد. نزول دور Δ_n تقریباً بطور خطی تابع گشتاور می باشد (شکل ۸-۴۵).

حداکثر گشتاور $M_{Mot \max}$ توسط حداکثر فشار مجاز پمپ $P_{p \max}$ و حداکثر حجم مصرفی موتور $v_{Mot \max}$ محدود می شود. که بنوبه خود تابع مقاومت قطعات پمپ و موتور، همینطور تابع لوله های انتقالی می باشد:

$$(۵۱-۸)$$

$$M_{Mot \max} = \frac{v_{Mot \max} \cdot P_{p \max}}{2\pi} = \text{ثابت}$$

حداکثر قدرت موتور $p_{Mot \max}$ متناسب با حجم پمپ v_p می باشد زیرا n_p و $p_{\max}$ ثابت اند:

$$(۵۲-۸)$$

$$P_{Mot \max} = n_p \cdot v_p \cdot P_{p \max} \sim v_p$$

- تنظیم ثانویه: تنظیم دور موتور توسط تنظیم موتور: توسط تنظیم موتور حجم مصرفی v_{Mot} موتور تابع اکسانتره یا زاویه صفحه نوسانی α تنظیم می شود. برای این کار دورپمپ n_p و حجم مکش پمپ v_p ثابت اند:

(۵۳-۸)

 n_p = ثابت

(۵۴-۸)

 $v_p = v_{pmax}$ = ثابت

(۵۵-۸)

 $Q_p = v_p \cdot n_p = Q_{pmax}$ = ثابت

رابطه (۲۵) نشان می دهد که در این حالت دور موتور n_{Mot} با حجم مصرفی موتور v_{Mot} بطور معکوس متناسب است :

(۵۶-۸)

$$n_{Mot} \sim \frac{1}{v_{Mot}}$$

با تنظیم یک حجم مصرفی موتور معین v_{Mot} با زابتدا یک دور خلاص n_{ose} مربوطه ایجاد می شود . در اینجا نیز دور با افزایش بارگذاری کاهش می یابد. نزول دور Δn اما بزرگتر است از حالت تنظیم اولیه ، زیرا موتور نسبت به ضایعات روغن حساسیت بیشتری دارد (شکل ۸-۴۵) . گشتاورد و حداکثر $M_{Mot max}$ در اینجا متناسب با حجم مصرفی موتور v_{Mot} است :

(۵۷-۸)

$$M_{Mot max} = \frac{v_{Mot} \cdot p_{pmax}}{2\pi} \sim v_{Mot}$$

حداکثر قدرت $P_{Mot max}$ ثابت است :

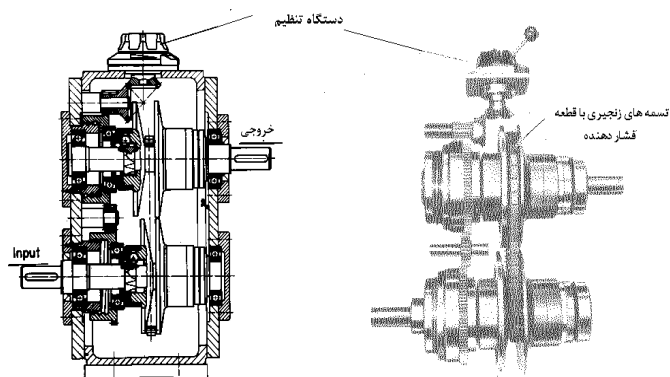
(۵۸-۸)

 $p_{Mot max} = n_p \cdot v_{pmax} \cdot p_{pmax}$ = ثابت

زحمت طراحی مکانیزمهای هیدرولیکی نسبتاً زیاد است و "راندمان" مکانیزمها مابین ۸۰٪ و ۹۰٪ قرار دارد . مکانیزمهای مکانیکی :

از بین مکانیزمهای مختلف مکانیکی پیوسته در صنعت ماشینهای ابزار بیش از همه مکانیزمهای عضو کششی بکار می روند . در مکانیزمهای PIV (Positive Infinitely Variable) شکل ۸-۴۶ ، یک تسمه زنجیری بسته بدور دو زوج دیسک مخروطی پیچیده شده است . با تغییر مکان دیسکها در جهت محور فاصله دیسکها تغییر می کند ، به این ترتیب توسط یک میله بندی کنترل با افزایش فاصله چرخهای یک زوج ، فاصله دیسکهای زوج دیگر کمتری شود ، به این صورت

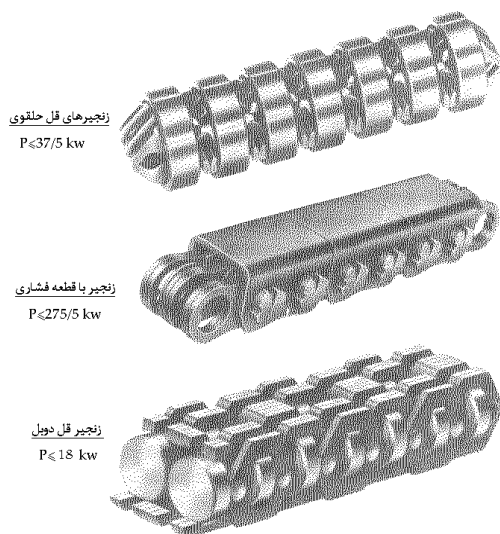
قطر دایره دورانی تسمه تغییر کرده و نسبت تبدیل مورد نظرتنظیم می شود .



شکل ۸-۴۶: مکانیزم عضو کششی بانسبت
تبدیل پیوسته باتسمه زنجیری اتصال
نیروی

برای انتقال قدرت از چند نوع تسمه یا زنجیر استفاده می شود، (شکل ۸-۴۷). "زنجیرهای قل حلقوی" تشکیل شده اند از عضوهای فولادی، که توسط مفاصل به یکدیگر متصل می شوند. این زنجیر برای سرعتهای زنجیرتا $[25m/s]$ مناسبند.

در زنجیرها با مقاطع فشاری ازپین های مفصلی برای انتقال نیرو به دیسکهای مخروطی استفاده می شود. طراحی نسبتاً سبک زنجیر سرعتهای زنجیرتا $[30m/s]$ را ممکن می نماید.



شکل ۸-۴۷: انواع زنجیرها در مکانیزمهای

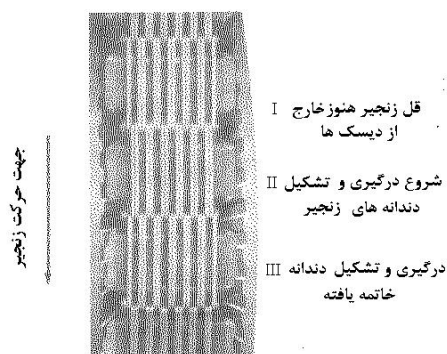
PIV

هرعضوزنجيري "زنجيرقل دوبل" شامل دو غلتك قابل دوران است، كه به همدیگر تکیه دارند. امتیاز این زنجیرامكان تنظيم آن همچنين درحال توقف نیز ذکر شده است، سرعتهاي زنجيربیش از $[20m/s]$ مجاز شده اند.

هريك از سه نوع زنجيرنامبرده روي دیسكهاي صافي دوران مي كنند، كه سخت كاري و سنگ زني

شده اند. بخاطرشيب كم مخروطهانيروهاي پرسي زياد ايجادمي شود، بطوريكه اتصال نيرويي مطمئن را تضمين مي نمايد. هريك از اعضاء زنجير "زنجيرلايه اي" شكل ۸-۴۸ داراي لايه هاي ورق قابل تغييرمكان درجهت محوري باشند،

كه هنگام حركت روي دیسكهاي مخروطي دندانها دار، دندانها تشكيل مي دهند، بطوريكه گشتاور بطور اتصال فرمي انتقال داده مي شود.

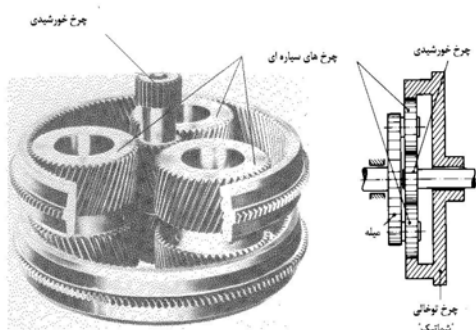


شكل ۸-۴۸: زنجيرلايه اي PIV هنگام درگيري با زوج چرخ مخروطي دندانها دار

چون دندانها در هر دور دو بار تشكيل مي گردند، به لايه ها شتاب عرضي بالائي وارد مي آيد. بطوريكه سرعتهاي زنجير تا حدود $10m/s$ محدود مي باشد. به اين جهت زنجيرهاي لايه اي براي قدرتها تا حدود 7KW بكارمي روند. "راندمان" مكانيزمهاي PIV با حدود ۹۰% كمی كمتر از جعبه دنده هاي مرحله اي است.

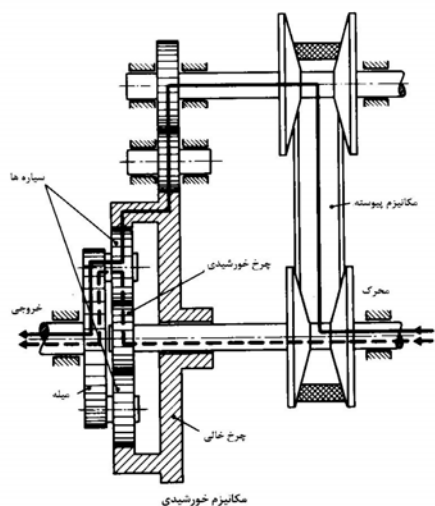
بعنوان فرمهاي ساختماني خاص، مكانيزمهاي چرخ تسمه - چرخ زنجيري با مكانيزمهاي خورشيدي، شكل ۸-۴۹ تركيب مي شوند.

مکانیزمهای خورشیدی، مکانیزمهایی هستند که در آنها چرخ سیارهایی (اغلب ۳ یا بیشتر) توسط یک میله بهم مرتبط شده و حول شافتهای ورودی و خروجی هم مرکز دوران می کنند. در مکانیزمهای خورشیدی نسبت تبدیل های بزرگ با ساختمانی کوچک ایجاد می شود.



شکل ۸-۴۹: مکانیزم سیاره ای (چرخ خورشیدی)

در ارتباط با یک مکانیزم عضو کششی می توان مکانیزم خورشیدی را به صورت یک مکانیزم با امکان "انشعاب قدرت خارجی" ساخت، شکل ۸-۵۰.



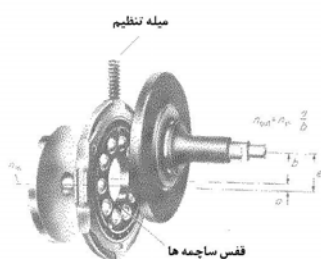
شکل ۸-۵۰: جریان نیرو در انشعاب قدرت PIV

در این صورت قسمت اعظم قدرت مورد انتقال توسط مکانیزم خورشیدی و بقیه توسط مکانیزم عضو کششی انتقال می یابد. تنظیم قدرت محرك به چند شاخه در داخل مکانیزم و ترکیب مجدد آن در شافت مشترک خروجی امتیازاتی به همراه دارد:

- قدرت بين چند شاخه توزيع شده و درنتيجه نيروها و گشتاورهاي واردي به هريك از قطعات به محل درگيري دندانه ها كاهش مي يابد. مكانيزم درمقايسه با مكانيزمهاي چرخ تسمه يا زنجيري تنها ، جمع وجورترو سبكتر است.

- درمكانيزمهاي پيوسته اين امكان فراهم است كه ، درشاخه اي كه قدرت كمتر است ، بطور متناسب ، از واحدهاي قابل تنظيم پيوسته كوچكتر و در صورت امكان معمول در بازار استفاده شود ، درنتيجه نسبت تبديل كل مكانيزم نيز بطور پيوسته قابل تنظيم بوده كل راندمان افزايش پيدامي كند. همزمان اما طيف تنظيم مكانيزم كوچكتر مي شود.

درمكانيزمهاي پيوسته با قدرت هاي كمتر مكانيزمهاي غلطي اقتصادي تر از انواع با زنجيرهاي عضوفولادي هستند ، زيرا زحمت طراحي و توليد آنها كمتر است. "مكانيزم صفحه ساچمه اي" شكل ۸-۵۱ تا 3KW ساخته مي شود. با اين مكانيزم دورهاي خروجي تا صفر ، با گشتاور خروجي ثابت امكان پذير است.



شكل ۸-۵۱: مكانيزم صفحه ساچمه با نسبت تبديل پيوسته

شافتهاي ورودي و خروجي هريك به يك صفحه متصل شده و باندازه فاصله e نسبت به هم خارج از مركز سوار شده اند. مابين صفحات فولادي مسطح ساچمه هايي دريك قفس نگهداشته شده ، كه گشتاور را بطور اتصال نيرويي از يك صفحه به صفحه ديگر منتقل مي كنند.

موضع قفس ساچمه ها بيايك ميله تنظيم قابل تنظيم است. وقتي قفس ساچمه با شافت خروجي هم مركز شود ، دور خروجي صفر مي شود در اين موضع ساچمه ها روي صفحه خروجي مي غلتند ، اگر قفس ساچمه ها در جهت مركز صفحه خروجي انتقال داده شود بخاطر اتصال اصطكاكي صفحه خروجي را به حركت مي آورد چون ساچمه ها

در هر دور مسیر دیگری طی می کنند در نسبت تبدیل های ثابت طولانی نیز شیارهای حرکتی ایجاد نخواهد شد، فشارپرس لازم صفحات توسط فنرهای بشقابی ایجاد می شود.

مکانیزم در حین توقف قابل تنظیم است، نیروهای تنظیم کم بوده و انتقال دوریکنواخت است. در صورت بارگذاری زیاده از حد مانند شروع به حرکت با جرم اینرسی زیاد یا عملکرد بصورت کار ضربه ای و غیره، مکانیزم همانند یک کلاچ اصطکاکی ایمنی عمل می کند زیرا صفحات می لغزند.

ترکیب مکانیزمهای مرحله ای و مکانیزمهای پیوسته :
مانند مکانیزمهای مرحله ای "طیف دور B" لازم که در اینجا طیف تنظیم نیز نامیده می شود، تابع مسئله کاری و با آن تابع دور خروجی می باشد:

$$(۵۹-۸)$$

$$B = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

در صورت ترکیب یک مکانیزم پیوسته با یک مکانیزم مرحله ای طیف دور B از یک طیف های دو قسمت مکانیزم نتیجه می شود:

$$(۶۰-۸)$$

$$B = B_o \cdot B_{st}$$

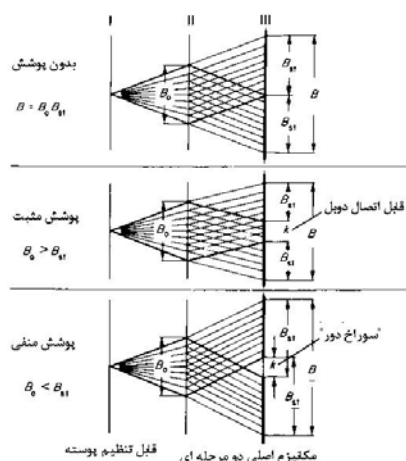
B_o - طیف دور مکانیزم پیوسته

B_{st} - طیف دور مکانیزم مرحله ای

بر حسب نوع طراحی از "پوشش مثبت" یا "منفی" صحبت می شود. در حالت حد پوشش صفر است، شکل

۵۲-۸ بالا. نسبت طیف دورهای مکانیزمهای مرحله ای و پیوسته "نسبت پوشش K" نامیده شده است:

$$(۶۱-۸)$$



$$k = \frac{B_o}{B_{st}}$$

با $k=1$ (بدون پوشش) B_o ، B_{st} با هم برابرند و دورهای خروجی را بدون اشکال می توان اتصال نمود، برای $k>1$ (پوشش مثبت) B_o بزرگتر از B_{st} است. یک

قسمت طيف دورهاي خروجي را مي توان توسط دومرحله مكانيزم مرحله اي ايجاد نمود. بطورمشابه براي $k < 1$ (پوشش منفي) ، B_0 كوچكتراز B_{st} مي باشديك "سوراخ دوري" ايجاد مي شود به اين صورت كه دورهاي خروجي را نمي توان ايجاد نمود.

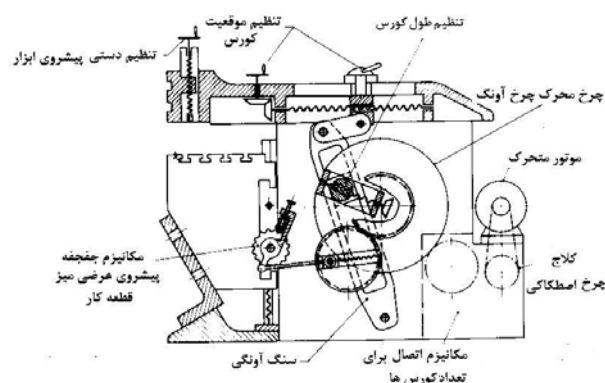
شكل ۸-۵۲: پوشش دوري

۸-۴-۴ مكانيزمها با نسبت تبديل غيريكنواخت :

اين مكانيزمها درماشينهاي ابزارقاعداً يك حركت دوراني را به يك حركت رفت و برگشت مستقيم الخط براي قطعه كاريا براي آن قسمت ازماشين كه ابزارروي آن سوارشده است، تبديل مي كند. با استثناء هاي كمي (بطورمثال حركت پيشروي درسنگ زني تخت و دوره گرد) براي حركت كاري اصلي حركت فقط دريك جهت مورد استفاده قرار مي گيرد، عملكردهاي فرعي مانند تدارك مواد ، تعويض ابزاروغيره نيزبه كمك مكانيزمهاي غيريكنواخت تحقق مي پذيرند.

روشهاي انتقال حركت بسيارمتنوع است. دربخشهاي بعدي بعضي ازمكانيزمهاي با نسبت تبديل غيريكنواخت را معرفي مي كنيم (به اختصار) .

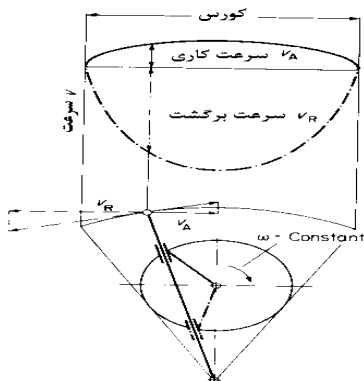
لنگ كشوي آونگي :



درماشينهاي "صفحه تراش افقي" (Shaping) لنگ كشوي آونگي بكارمي رود، شكل ۸-۵۳.

شکل ۸-۵۳: شماتیک سیستم محرک یک ماشین صفحه تراش افقی مکانیکی

یک لغزنده نصب شده روی یک لنگ هنگام دوران عضو روی یک عضو آونگی می لغزد، که حرکت کاری مستقیم الخط ابزار (کوبه) را ایجاد می کند. این مکانیزم بخاطر طراحی اش دارای یک کورس سریع و یک کورس کند می باشد. کورس سریع برای حرکت خلاص برگشت بکار می رود، بطوریکه می توان ضایعات زمانی کورس برگشت را کوتاه کرد. منحنی سرعت در شکل ۸-۵۴ نشان میدهد که یک سرعت کاری ثابت را فقط می توان در قسمت وسطی فاصله کورس ایجاد نمود.

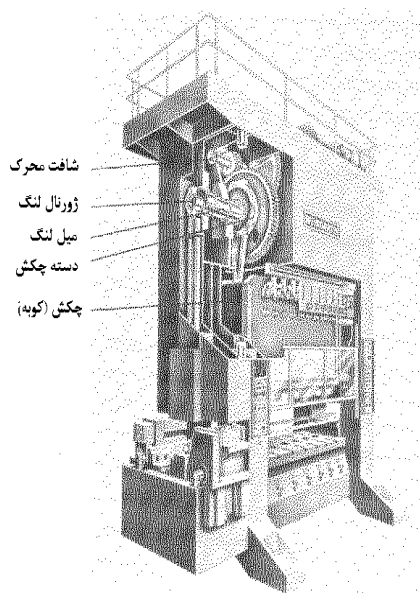


شکل ۸-۵۴: نسبتهای سرعت در یک ماشین صفحه

تراش مکانیکی

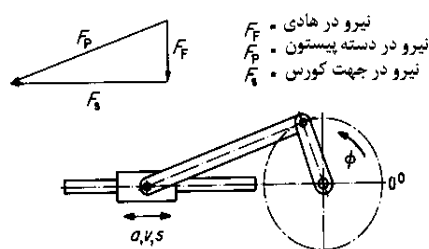
لنگ لغزنده :

از بین ماشینهای ابزار براده بردار، لنگ لغزنده در ماشینهای صفحه تراش عمودی برای ایجاد حرکت اصلی بکار می رود. این مکانیزم اغلب در ماشینهای ابزار که بدون براده کاری کنندمانند پرسها نیز بکار می رود (شکل ۸-۵۵). زیرا یک راه حل ارزان برای ایجاد نیروهای بزرگ است. نقص آن این است که زمان کورس برگشت برابر با زمان کورس کاری است (نیم دور لنگ محرک).

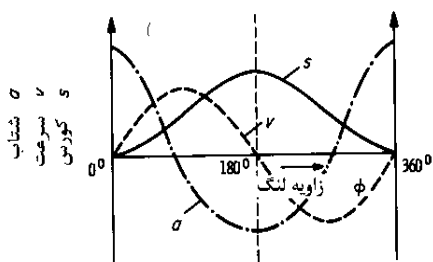


شکل ۸-۵۵: محرك يك پرس مرحله اي دو نقطه اي

از مسیر حرکت مکانیزم لنگ لغزنده، شکل ۸-۵۶ مشهود است که در دو موضع مرگ لنگ لغزنده $(180, 0)$ سرعت V برابر با صفر، شتاب a اما حداکثر است، نیروی پرس F_s در زاویه لنگ 180° از نظر تئوریک بی نهایت بزرگ است.

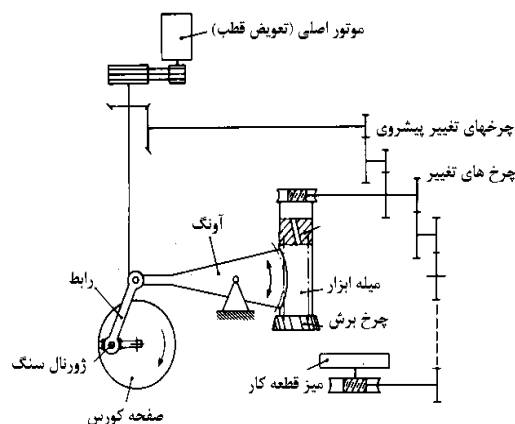


شکل ۸-۵۶: مسیر حرکت يك مکانیزم لنگ لغزنده



لنگ آونگ :

لنگ آونگ برای ایجاد حرکت کاری در یک ماشین صفحه تراش چرخ دنده تراش بکار می رود. شکل ۸-۵۸.



شکل ۸-۵۷: شماتیک مکانیزم یک ماشین
چرخ دنده تراش

وسط میله تراش بصورت شانه دندانه گرد ساخته شده (آونگ) که توسط لنگ آونگ به حرکت می‌آید. کورس را می‌توان به کمک تنظیم رادیال پین لنگ روی دیسک کورس تغییر داد، موضع کورس را می‌توان توسط کوتاه کردن یا طولانی کردن رابط لنگ آونگ تنظیم نمود. محرک لنگ آونگ توسط یک جعبه دنده مرحله‌ای مستقر در پوسته لنگ تحقق پیدا کرده، بطوریکه سرعت ابزار در طیف بزرگتری قابل تنظیم می‌باشد.

صفحه انحنائی :

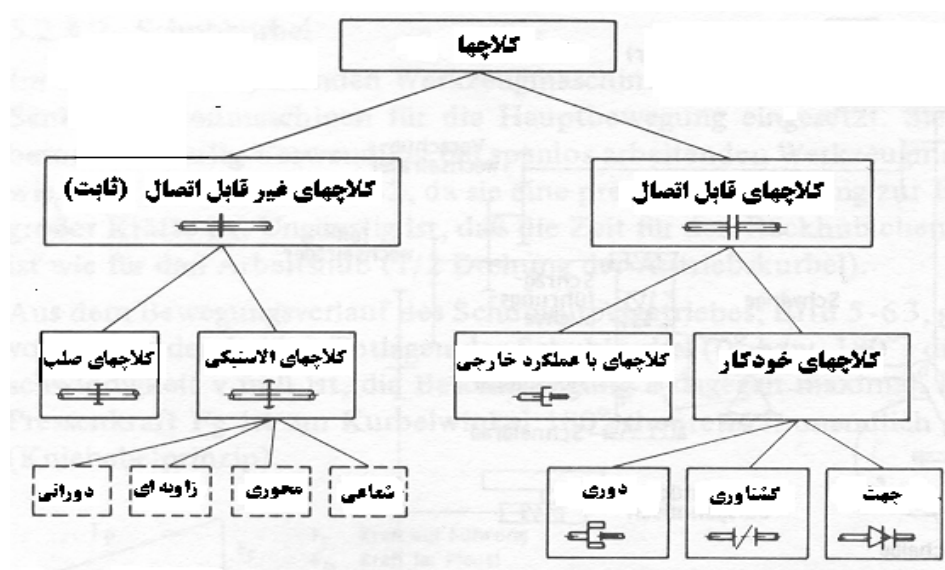
صفحات انحنائی مسیر حرکت‌های زمانی دلخواه را امکان پذیر می‌نمایند. ساخت منحنی‌های بدون تکان و ضربه ولی بازحماتی همراه است، علاوه بر آن اینگونه مکانیزمها بخاطر سائیدگی سطح انحنایی توسط اهرم انتقال برای نیروهای کمتر مناسبند، به این جهت از این نتیجه می‌گیریم که بیشتر برای حرکات پیشروی و حرکات تنظیمی (اتوماتهای تراشکاری) و همینطور برای حرکات انتقال مواد در پرس‌های ورق مناسبند و در عمل بکار می‌روند (برای سایر مکانیزمها با حرکت غیر یکنواخت به کتاب اصول طراحی مکانیزمها مراجعه شود).

۸-۵ کلاچ‌ها

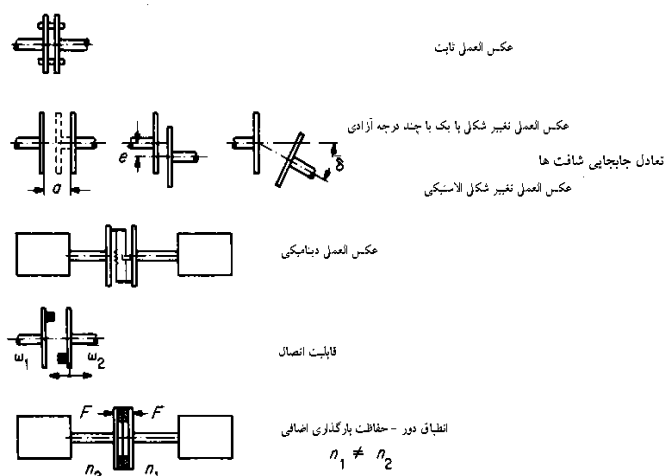
۸-۵-۱ خواسته‌های کلی

کلاچ‌ها در جریان نیروی محرکه‌های اصلی وظایف مختلفی بعهده دارند، چنانچه دسته‌بندی آنها بر حسب خصوصیات اصلی در شکل ۸-۵۸ این را نشان می‌دهد. کلاچ‌ها برخلاف مکانیزمها فقط گشتاور را

انتقال داده و تبدیل نمی‌کنند. کلاچها به دودسته اصلی قابل اتصال و غیرقابل اتصال تقسیم می‌شوند. زیرگروههای کلاچهای غیرقابل اتصال کلاچهای سخت و نوع قابل تغییرشکل هستند. درحالیکه کلاچهای قابل اتصال رابه گروههای مهم اتصال خارجی، خود اتصالی می‌توان تقسیم‌بندی نمود. برای کلیه گروهها خصوصیت طراحی اتصال فرمی یا اتصال نیرویی مشترک است. ازنقطه نظروظایف کلاچها، مراکزثقل زیر، شکل ۸-۵۹ قابل ذکرند:



شکل ۸-۵۸: تقسیم بندی کلاچها



شکل ۸-۵۹: وظایف کلاچها

تسهيلات مونتاژ :

اتصال تك تك وسايل توسط كلاچها در يك ماشين . هدف : وسايل به سادگي قابل دسترس بوده و سريع قابل تعويض باشند.

- جلوگیری از تراکم :

توازن خطاهای بالانس ، غیرمرکزی شافتها و تفاوت فاصله ها

- بهینه سازی دینامیکی :

به كمك اجزاء الاستيكي كاهنده نوسان (مواد مصنوعي، لاستيك)

نوسانات و ضربات محرك جذب می‌شوند.

- اتصال :

امكان قطع حرکات دوراني يعني جداسازي و اتصال شافتها

- حرکت نسبی اتصال :

تطبيق دورها و حفاظت بارگذاري اضافي و ايمني قطعات مهم مكانيزم. در موارد خاصي توسط كلاچهاي مناسب براي عايق گرما جريان گرما، بين دودستگاه قطع مي شود، در ادامه بعضي از طراحي هاي نمونه كلاچها را به اختصار بررسي مي‌کنيم.

۸-۵-۲ كلاچهاي غيرقابل اتصال :

به كمك كلاچها غيرقابل اتصال هريك از اجزاء ماشين (شافتها) يادستگاهها را بطور "ثابت" بهم متصل مي‌کنند. اين اتصال مي تواند متناسب با خواسته ها توسط يك كلاچ قابل تغيير شكل تحقق داده شود. مهمترين خصوصيت هر نوع را مختصر بررسي مي‌کنيم.

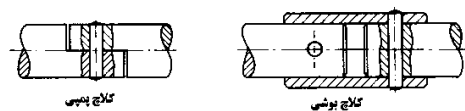
كلاچهاي ثابت:

امتيازات كلاچهاي ثابت ابعاد كوچك آنهاست. هزينه هاي پائين آنها در مقابل لزوم بالانس دقيق و پرزحمت شافتها قرار دارد.

از نقطه نظر انتقال نيرو مابين روش انتقال گشتاور بصورت اتصال

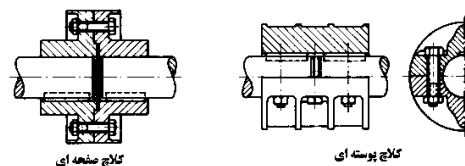
فرمي و اتصال نيرويي تفاوت وجود دارد. كلاچهاي پيني و بوشي شكل

۸-۶۰ ساده ترين نوع كلاچهاي اتصال فرمي مي‌باشند.



شکل ۸-۶۰: انواع کلاچهای ثابت (اتصال

فرمی)



حداکثر گشتاور قابل انتقال توسط فشار سطحی، مقاومت خمشی و برشی پین ها و بوشها تعیین می شود. اگر لازم باشد گشتاورهای بزرگتری انتقال یابد، از کلاچ های صفحه ای و کاسه ای استفاده می کنند. چنانچه در پائین شکل نمایش داده شده دو نیمه کلاچ بصورت اتصال فرمی یا ترکیب اتصال فرمی و اتصال نیرویی به شافت متصل

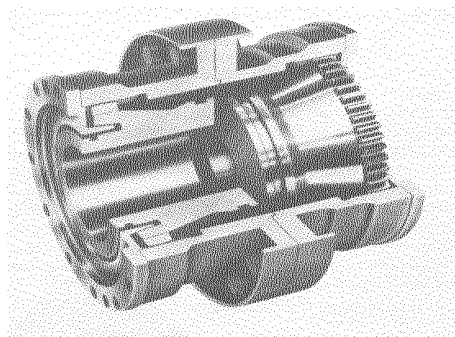
شده اند. نوع ساخت اتصال نیرویی خالص دو نوع کلاچ نامبرده نیز امکان پذیر است. این نوع کلاچ وقتی بکار می رود که انتقال ثابت ممکن باشد. یعنی جذب الاستیکی تغییرات بارگذاری و توازن پایگاههای شافت لازم نباشد.

کلاچهای تغییر شکل پذیر:

در این گروه مابین کلاچهایی که جابجائی انتهای شافتهارا امکان پذیر نموده و با این وجود در مقابل پیچش مقاوم هستند و نوعی که علاوه بر آن دارای خصوصیات الاستیکی دورانی هستند تفاوت قائل شده اند. کلاچهای نوع اول تنظیم دستگاهها را هنگام مونتاژ ساده تر کرده و جابجائی انتهای شافتها در اثر بارگذاری یا انبساط حرارتی را جبران می کنند.

اصولاً این کلاچها چنان ساخته شده اند که به کمک عضو واسط که در جهت طول و بطور زاویه ای تحرك داشته و دارای مقاومت پیچشی است، تغییر مکان دونیمه کلاچ

نسبت بهم امکان پذیر می شود. یک فرم ساختمانی متداول در شکل ۸-۶۱ نشان داده شده است.

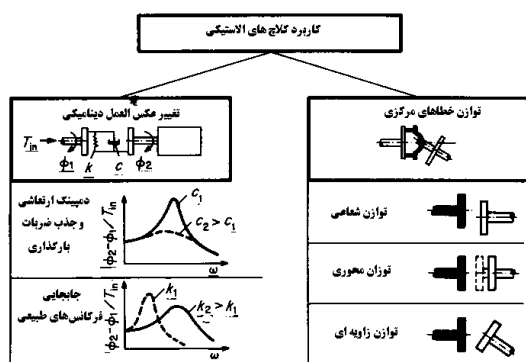


شکل ۸-۶۱: کلاچ دندانه

درکلاچ دندانه قوسي نمايش داده شده فلانچ شافت داراي دندانه هاي انحنايي (كروي) است. عضو واسط متحرك بوشي شكل در دوانتها داراي دندانه هاي داخلي است، و در آنها دندانه هاي قوسي فلانچ ها درگير ميشوند. باتوجه به اينكه در صورت بروز جابجايي محوري يا زاويه اي شافتها نسبت بهم دندانه ها در هر دور يك حركت نسبي جزئي در محل تماس فلانچ ها انجام مي دهند روغنكاري كلاچ ضروري است. كلاچ دندانه قوسي براي انتقال قدرتهاي بالامناسب است.

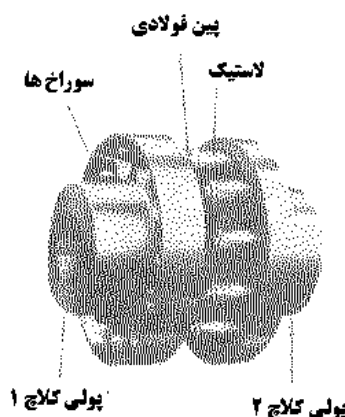
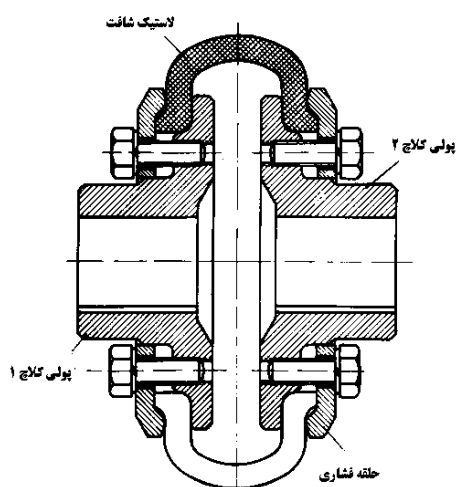
كلاچها با تغيير شكل الاستيكي نيز بصورت كلاچهاي استاندارد بكارمي روند، اين كلاچها موجب كاهش ضربه ها هنگام انتقال گشتاور شده و همزمان جابجائي شافتها را ممكن مي نمايند. يك قسمت اصلي دركلاچ هاي الاستيكي جزء الاستيكي آن مابين دو نيمه كلاچ مي باشد. بطور مثال نمدهاي الاستيكي، پينها با پوشش پوسته لاستيكي و غيره. اينگونه عناصر ضربات گشتاوري ايجاد شده را بوسيله ذخيره كردن موقت انرژي مكانيكي (انرژي پتانسيل فنري) با همزمان تبديل انرژي نوساني به گرما بخاطر خصوصيت دمپينگ لاستيك كاهش مي دهند. با تغيير ضريب فنري پيچشي امكان تنظيم فرکانس طبيعي بحراني وجود دارد.

وظايف اينگونه كلاچها در شكل ۸-۶۲ جمع بندي شده اند.



شکل ۸-۶۲: وظايف كلاچهاي
الاستيكي

سه مثال نمونه از گروه كلاههاي الاستيكي درشكل هاي بعدي نشان داده شده است. درشكل ۸-۶۳ يك كلاچ محدب و يك كلاچ پيني نمايش داده شده اند.

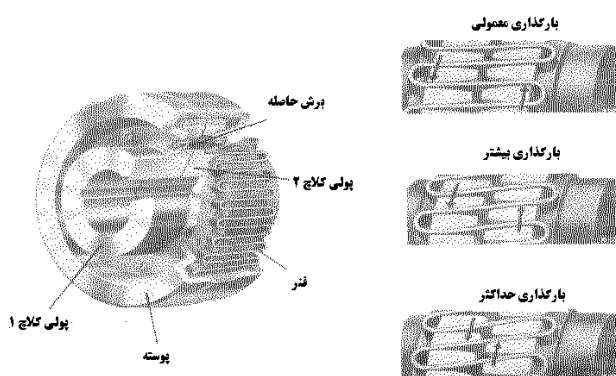


شكل ۸-۶۳: كلاههاي شافت

الاستيكي

عنصرالاستيكي مابين نيمه هاي كلاچ تشكيل شده است از لاستيك يا لاستيك باتنيده هاي اليافيدركلاچ نمايش داده شده درشكل ۸-۶۴ يك باند فولادي فنري كه به شكل مارپيچي پيچيده شده مابين دندانه هاي دو نيمه كلاچ قرار داده شده . دندانه متناسب با خط انحنائي فنربه طرف مركز

كلاچ لاغرتري شوند ، بطوريكه طول فنري باافزايش بارگذاري كاهش پيدامي كند (خط منحنى فنري پرگرسىو) . اين طراحي فنردرشكل ۸-۶۴ طرف راست براي بارگذاري مختلف نشان داده شده است.



شكل ۸-۶۴: كلاچ فنري مارپيچي

۸-۵-۳ کلاچهای قابل اتصال :

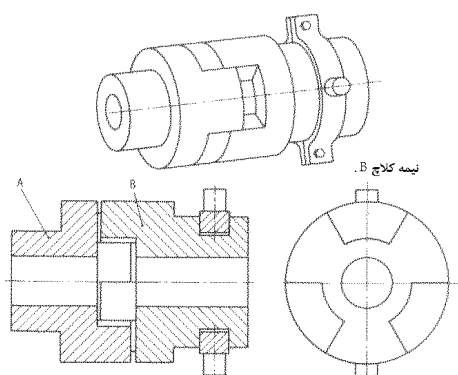
کلاچهای قابل اتصال قبل از هرچیز به کمک نوع عملکردشان شناخته می شوند. این عملکرد می تواند از "خارج" (عملکرد خارجی) یا توسط نیروهای گریز از مرکز مؤثر در خود کلاچ ، گشتاور دورانی یا توسط تعویض جهت دوران انجام پذیرد (خودکار). به این طریق تقسیم بندی آنها طبق شکل ۸-۵ به کلاچ های خارجی و خود عملکردی انجام می گیرد.

کلاچها با عملکرد خارجی:

جداسازی یا اتصال نیمه های کلاچ بر حسب نوع طراحی در حالت سکون و یا در حین حرکت توسط یک ابزار اتصال انجام می گیرد، که بطور مکانیکی ، هیدرولیکی ، پنوماتیکی یا الکتریکی عمل می کند. بر حسب نوع انتقال گشتاور در اینجا نیز مابین اتصال فرمی و یا اتصال نیرویی تفاوت وجود دارد. چون کلاچ های با عملکرد خارجی گروه مهمی در صنعت ماشین سازی می باشند. مهمترین انواع آنها را کمی مفصل تر بررسی می کنیم.

کلاچهای اتصال فرمی:

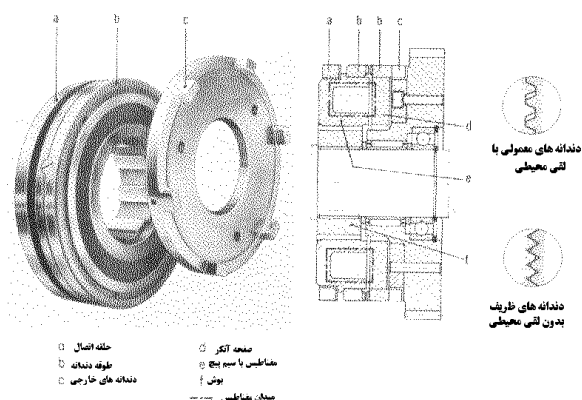
این کلاچها توسط ساختمان ساده و امکان انتقال گشتاور بالا با وجود ابعاد کوچک متمایز می شوند. در وضعیت قطع اتصال ، گشتاور انتقال پیدانی کند و کلاچ فقط در وضعیت سکون یا در حالت سنکرون قابل اتصال می باشد. اصول ساختمانی یک کلاچ اتصال فرمی با عملکرد خارجی در شکل ۸-۶ در مثال ۱ کلاچ پنجه ای قابل اتصال نشان داده شده است.



گشتاور توسط درگیری سه شاخه دو نیمه کلاچ در هم بصورت اتصال فرمی انتقال پیدا می کند. زمان اتصال برای این کلاچ های پنجه ای نسبتاً طولانی است.

شکل ۸-۶۵: کلاچ پنجه اي قابل اتصال

نوع ديگرساختماني کلاچ دندانہ اي تصويرشده در شکل ۸-۶۶ مي باشد.



شکل ۸-۶۶: کلاچ دندانہ اي حلقوي لغزشي و مثال کاربردي

کلاچ دندانہ اي حلقه اي تشکيل شده است از يك قطعه آهنربائي (e) با سیم پیچ ریخته گري شده ، طوقه دندانہ (b) ، حلقه لغزشي (a) و صفحه آرمیچر (d) با طوقه متقابل ، که توسط شاخه هاي خارجي (c) خود گشتاور را به نیمه ديگركلاچ منتقل مي کند. دو طوقه دندانہ از جنس فولاد سختکاري شده با گازازت بوده و به اين جهت در مقابل سائیدگی مقاومند. توسط نیروي مغناطیسي در وضعیت اتصال صفحه آرمیچر متحرك با طوقه دندانہ اش به طرف مغناطیس کشیده مي شود، در اين حالت دو طوقه دندانہ با یکدیگر درگیر شده و گشتاور مي تواند انتقال داده شود.

اينگونه کلاچ هاي دندانہ اي تنها در حالت توقف يا با دورهاي تقريباً سنکرون قابل اتصال مي باشند. تفاضل دور مجاز همينطور گشتاور باري مجاز قابل اتصال تابع تغير شکل پذيري پیچشي و ممان اینرسی سيستم مي باشد. کلاچ چهارامي توان در هر دور و وزير بار قطع نمود. کلاچ دندانہ اي - حلقه لغزشي با دوتوع دندانہ مختلف ساخته مي شود.

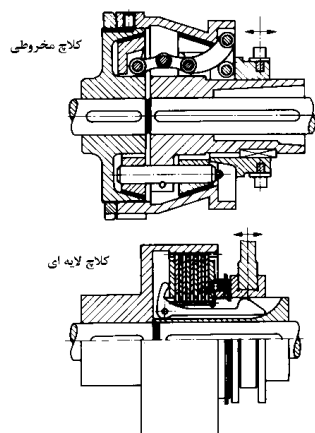
کلاچهای اتصال نیروئی :

یکی از مهمترین امتیازات اینگونه کلاچها قاعداً امکان اتصال بدون ضربه آن با هرتفاضل دوری ، هم در حالت خلاص و هم زیر بار می باشد. اما در حین اتصال توسط کاراتصال انجام گرفته ، گرما ایجاد شده و کلاچ سائیدگی دارد علاوه بر آن در مقایسه با کلاچهای اتصال فرمی نیاز به ابعاد بزرگتری می باشد.

اصولاً وقتی گشتاور انتقال داده می شود که دو نیمه کلاچ بطور اتصال نیرویی بهم دیگر پرس شوند.

فرم هندسی سطوح اصطکاکی می توانند بصورت سطوح مخروطی ، سطوح پوسته استوانه ای یا بصورت یک یا چند سطوح حلقه دایره ای شکل باشد.

متداولترین انواع ساختمانی دو نوع کلاچ مخروطی و کلاچ لایه ای هستند ، شکل ۸-۶۷ .



شکل ۸-۶۷: کلاچ با عملکرد مکانیکی

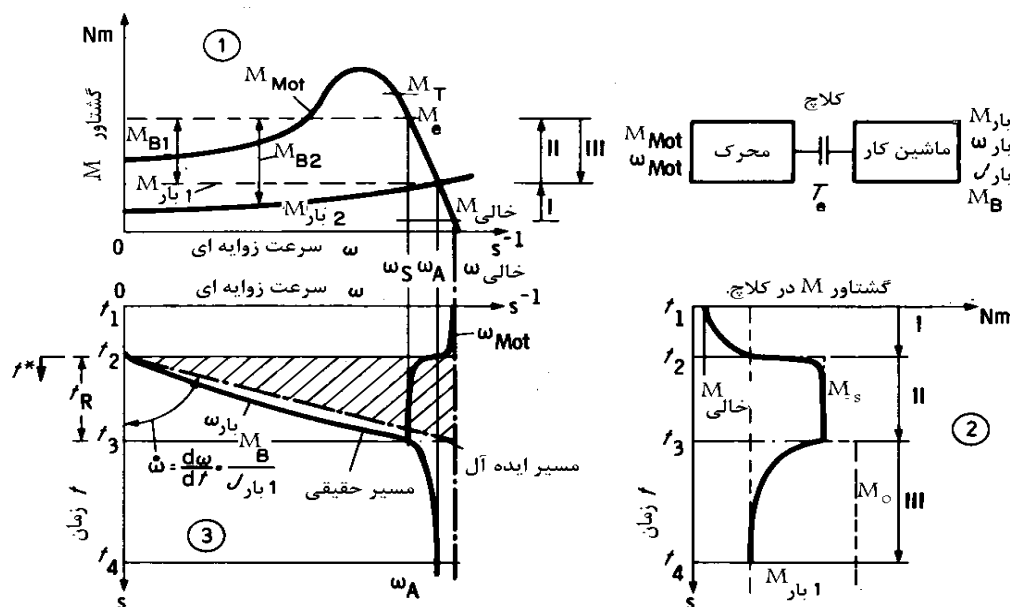
اتصال نیرویی در کلاچ مخروطی یا توسط خودگیری و یا توسط تأثیر دائمی نیروی محوری حفظ می گردد ، این کلاچ ساده ، ارزان ، از نظر کاری مطمئن بوده و دارای طولی کوتاه است . نقص آن کارنسبتاً با ضربه آن بوده و نیاز آن به قطر خارجی بزرگ می باشد.

امتیازات کلاچ های لایه ای در اینند که بخاطر تعداد زیاد سطوح اصطکاکی گشتاور زیاد با قطرهای کوچک و طول ساختمانی کوچک انتقال داده می شوند. درگیری اتصال بدون ضربه است هدایت گرمایی لازم و کم و بیش مانده اصطکاکی در وضعیت قطع ، می توانند تأثیری نامناسب داشته باشند . در اینجا ابتدا عکس

العمل اتصالي و افزایش بار را در مثال کلاچ هاي لايه اي بررسي ميکنيم .

عکس العمل اتصال کلاچ هاي لايه اي :

عکس العمل اتصال و عکس العمل افزایش بار را به کمک شکل ۸-۶۸ توضیح می دهیم .



شکل ۸-۶۸: عکس العمل اتصال کلاچ هاي لايه اي

منحني (۱) روند گشتاور موتور M_{Mot} (موتورقفس سنجابي سه فاز) روند گشتاور کلاچ لايه اي و دو منحني بارتابع دور را نشان مي دهد . درمنحني (۲) روند زماني گشتاور کلاچ نمايش داده شده و درمنحني (۳) عکس العمل افزایش بار ω بارگذاري و روند دورموتور ω_{Mot} را درطول اين زمان نشان مي دهد. عکس العمل اتصال و عملکرد افزایش بار از نظر زماني به سه محدوده مختلف قابل تفکیک مي باشند:

محدوده I اتصال کلاچ :

لايه هاي کلاچ در اين بخش زماني توسط مکانيزم اتصال بطرف يکديگر حرکت داده شده و بهم ديگر پرس مي شوند . گشتاور کلاچ از گشتاور اصطکاکی خلاص $M_{خلاص}$ نسبتاً سريع افزایش پیدا مي کند. متناسب با افزایش بارگذاري دورموتور جزئي کاهش يافته ($\omega_s \rightarrow \omega_{بار}$)

و در زمان t_z گشتاور کلاچ از گشتاور بار $M_{بر}$ تجاوز نموده و شافت خروجی شروع به دوران می‌کند.

محدوده II : افزایش بار هنگام لغزش لایه ها :

گشتاور کلاچ به حداکثر مقدارش ، گشتاور اتصال M_s می‌رسد ، میزان M_s توسط طراحی کلاچ و ضریب اصطکاک لغزشی مابین لایه ها تعیین شده و تقریباً مقدار ثابتی است. در این محدوده حداکثر کار شتاب کلاچ اعمال می‌شود . در زمان t_3 دور بار به دور کاهش یافته موتور ω_s رسیده و دونیمه کلاچ بطور سنکرون می‌گردند.

محدوده III : افزایش مشترک دور موتور و بار :

در دور سنکرون دونیمه کلاچ ، شتاب خروجی دیگر تابع کلاچ (M_s) نبوده بلکه توسط روند گشتاوری موتور M_{Mot} تعیین می‌شود. متناسب با کاهش سریع روند گشتاور شتاب M_B توسط نزول سریع منحنی موتور افزایش مشترک دور بار و موتور کندتر می‌شود.

در زمان t_4 گشتاور بار و گشتاور موتور برابرند و دور کاری استاتیکی ω_A حاصل است .

گشتاور قابل انتقال کلاچ قابل انتقال M اشاره شده در محدوده III ، بخاطر ضرایب اصطکاک موجود مابین لایه ها بیشتر از گشتاور اتصال می‌باشد. در غیر این صورت در این بارگذاری گشتاوری کلاچ شروع به لغزیدن می‌کند.

محاسبه افزایش بار :

محاسبه ساده شده افزایش بار مربوط به محدوده II می‌باشد ، با این فرض که در این بخش زمانی گشتاور اتصال کلاچ M_s ثابت است و کاهش دور موتور قابل صرف نظر می‌باشد. چنین داریم :

$$M_B(\omega) = M_s - M_{بر} \quad (\omega) = J_{بر} \frac{d\omega_{بر}}{dt} \quad (۸-۶۲)$$

برای دور طرف خروجی چنین داریم :

$$\omega_{بر}(t) = \frac{1}{J_{بر}} \int_{t_2}^{t_1} (M_s - M_{بر}(\omega)) dt^* \quad (۸-۶۳)$$

برای یک روند باری دلخواه ، مانند $M_{بر}(\omega)$ در شکل ۸-۶۸ می‌توان انتگرال گیری عددی یا گرافیکی انجام داد. در یک حالت خاص که منحنی بار ثابت می‌باشد (ثابت $M_{بر}$) انتگرال بصورت زیر ساده می‌شود :

$$\omega_{\text{بار}}(t^*) = \frac{M_s - M_{\text{بار}}}{J_{\text{بار}}} \cdot t^*$$

(۸-۶۴)

$$\omega_A = \frac{M_s - M_{\text{بار}}}{J_{\text{بار}}} (t_3 - t_2) \approx \omega_{\text{Mot}}$$

به کمک این رابطه زمان اصطکاک لایه های کلاچ درحین افزایش دور تعیین می شود :

(۸-۶۵)

$$t_R = t_3 - t_2 = \frac{\omega_{\text{Mot}} \cdot J_{\text{بار}}}{M_s - M_{\text{بار}}}$$

کل کاری که دراین مدت زمان توسط کلاچ انجام می گیرد برابر است با :

(۸-۶۶)

$$\omega_{\text{کل}} = M_s \int_{\varphi_{\text{Mot}, t_2}}^{\varphi_{\text{Mot}, t_3}} d\varphi_{\text{Mot}} = M_s \cdot \varphi_{\text{Mot}} \Big|_{\varphi_{\text{Mot}, t_2}}^{\varphi_{\text{Mot}, t_3}}$$

(۸-۶۷)

$$\omega_{\text{کل}} = M_s \cdot \omega_{\text{Mot}} (t_3 - t_2) = M_s \cdot \omega_{\text{Mot}} \cdot t_R$$

با توجه به رابطه (۸-۶۵) چنین نتیجه می شود :

(۸-۶۸)

$$\omega_{\text{کل}} = \frac{M_s}{M_s - M_{\text{بار}}} J_{\text{بار}} \cdot \omega_{\text{Mot}}^2$$

کار اصطکاک که هنگام افزایش دور به طور کامل تبدیل به گرما می شود برابر است با :

(۸-۶۹)

با : (شکل ۶-۶۸)

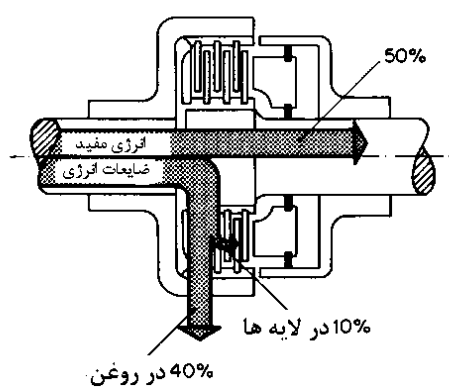
(3)

$$\omega_{\text{بار}}(t) = \frac{\omega_{\text{Mot}}}{(t_3 - t_2)} \cdot t$$

و با $(t_3 - t_2)$ از رابطه (۸-۶۵) چنین نتیجه می شود :

$$W_{\text{اصطکاک}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_s}{M_s - M_{\text{بار}}} \cdot J_{\text{بار}} \cdot \omega_{\text{Mot}}^2 \quad (۸-۷۰)$$

مقایسه رابطه (۸-۶۸) با رابطه (۸-۷۰) نشان می دهد که نیمی از کل کار کلاچ درحین عملکرد اتصال به گرما تبدیل می شود، شکل ۸-۶۹.



شکل ۸-۶۹: جریان انرژی درحین عملکرد اتصال

در صورت تعداد اتصال های زیاد ، به این جهت بایستی برای هدایت گرما به خارج فک شده باشد. درغیراینصورت لایه هازیاده از حد گرم شده و منها به ذغال شدن روغن میشود.

طرق عملکرد کلاچ های لایه ای :

کلاچ های لایه ای به طرق مکانیکی ، هیدرولیکی یا پنوماتیکی و الکتریکی عمل میکنند. برای هر نوع عملکرد خصوصیاتی از نظر ساختمان وجود دارد که به بعضی از آنها میپردازیم .

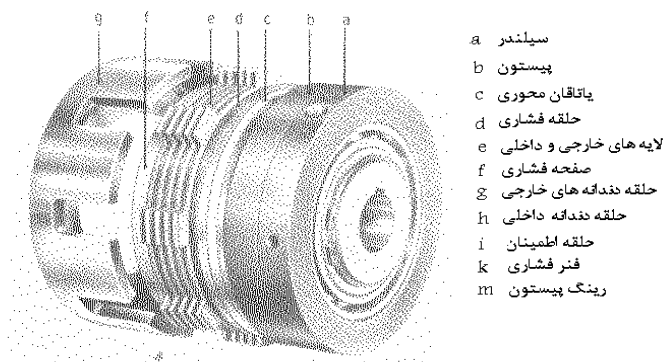
- کلاچ لایه ای با عملکرد مکانیکی :

در کلاچ های لایه ای که بطور مکانیکی عمل میکنند (شکل ۸-۶۷ ، زیرتصویر) ، اتصال کلاچ (لایه ای) توسط یک حلقه اتصال با امکان تغییر مکان در جهت محوری انجام میگردد. لایه ها توسط یک اهرم واسط که بطور تعویضی با حلقه های داخلی و خارجی بدون امکان دوران مرتبط شده ، به یکدیگر پرس میشوند در نتیجه اتصال نیرویی ایجاد میشود.

- کلاچ لایه ای با عملکرد هیدرولیکی :

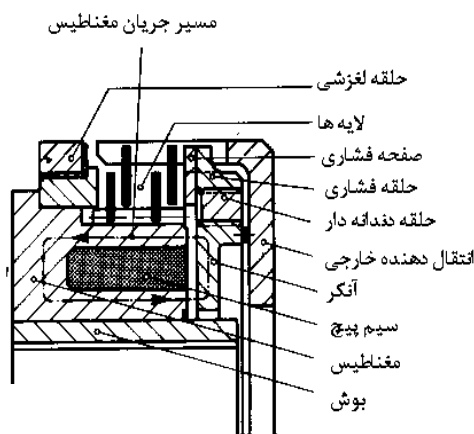
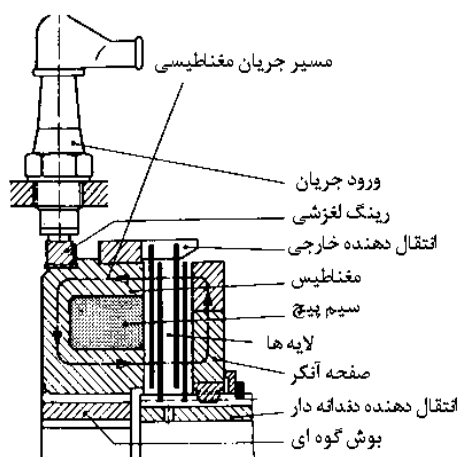
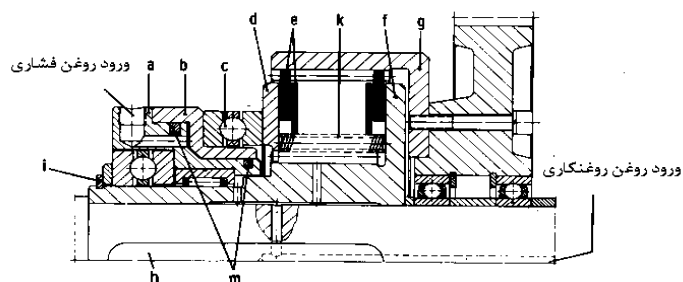
یک کلاچ لایه ای که بطور هیدرولیکی عمل می کند در شکل ۸-۷۰ نشان داده شده است. نیروی فشار پیستون توسط یک پایگاه محوری بر مجموعه لایه های مدور منتقل می شود. برای نیل به قدرت کاری بالا ، امکان روغن کاری داخلی لایه ها پیش بینی شده است. اصطکاک لایه ها توسط کورس پیستون جبران می شود، به این جهت تنظیم لایه ها ضروری نیست . چون کلاچ دارای یک سیلندر کاری غیردوار می باشد، تغذیه فشار روغن ساده و مطمئن است ،

فشارروغن تحت تأثیر نیروی گریزازمرکز نیز قرار ندارد فشارکلاچ سریع کاهش یافته و اتصال سریع امکان پذیر است.



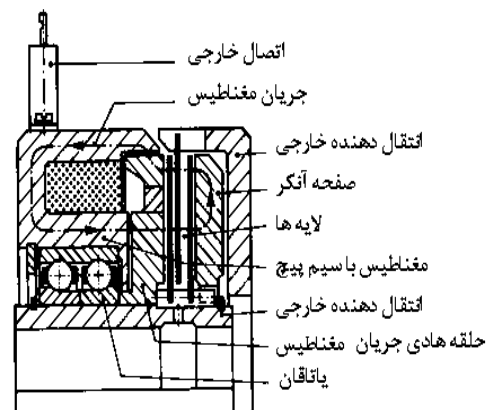
شکل ۸-۷۰: کلاچ لایه ای با عملکرد

هیدرولیکی و نمونه کاربرد



شکل ۸-۷۱: کلاچ لایه ای با عملکرد

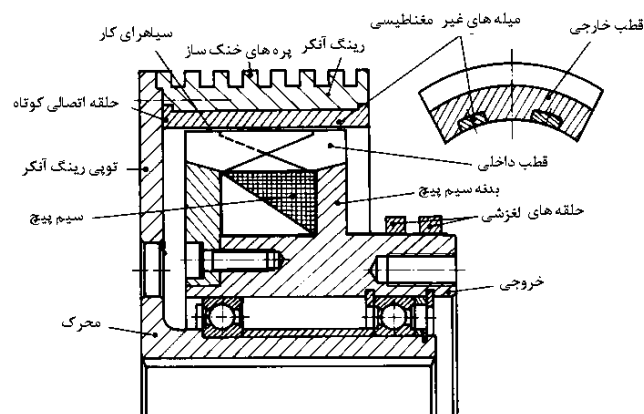
الکتریکی



در شکل ۸-۷۱ طرف راست بالا کلاچ لایه ای - حلقه لغزشی بدون عبور جریان مغناطیسی از لایه ها نشان داده شده است، در این طرح لایه ها خارج از جریان مغناطیسی قرار دارند که دارای امتیازاتی از نظر انتخاب ماتریال بدنبال دارد، مجموعه لایه ها توسط یک صفحه فشاری بهم فشرده می شوند برای اینکه این فشار بطور کامل بر لایه ها اثر کند، بایستی مابین مغناطیس و آرمیچر حتی در وضعیت اتصال نیز یک شیار کوچک باقی بماند، بدین طریق سائیدگی لایه ها توسط شیارها و حیران می شود.

درکلاچ لایه ای بدون حلقه لغزشی نشان داده شده در شکل ۸-۷۱ پائین که نیز از لایه ها جریان مغناطیسی عبور می کند، نیازی به سرویس تغذیه جریان وجود ندارد. چون حلقه لغزشی وجود ندارد، ساخت آن برای دوره های بالاتر نیز مناسب است. محدودیت دور توسط دور مجاز تکیه گاه تعیین می شود. چگونگی مونتاژ اینگونه کلاچ ها در مکانیزمها در نمونه های کاربردی بخش دستگاه های الکتریکی نشان داده شده اند.

یکنوع کلاچ که بر مبنای القاء کار می‌کند در شکل ۸-۷۲ نمایش داده شده است.



شكل ٨-٧٢: كلاج القائي

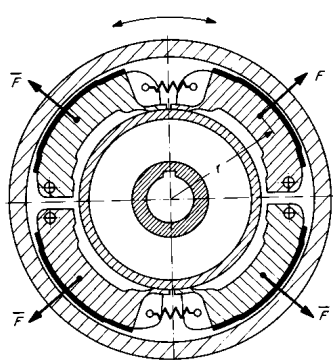
کلاچ های خودکار:

تحت عنوان کلاچ های خودکار آنگونه کلاچهای اتصالی
منظور می شود که هنگام تجاوز از یک حد از پیش تعیین شده برای یک

پارامتر خاص مانند دور (نیروی گریز از مرکز) ، گشتاور ، تعویض جهت دوران یا حرکت پیش افتادن بطور خودکار عمل می کند ، (شکل ۸-۵۸) . در ادامه چند مثال نمونه برای اینگونه کلاچ ها معرفی می نمائیم :

کلاچ های خودکار با عملکرد دور :

یک کلاچ خودکار با عملکرد دور کلاچ گریز از مرکز است ، (شکل ۸-۷۳) که بطور اتصال نیرویی عمل می کند .



شکل ۸-۷۳: کلاچ نیروی گریز از مرکز برای هردو جهت حرکت دورانی

بخاطر نوع تعلیق فکها برای هردو جهت دوران مناسب است. این نوع کلاچ ها در مواردی بکار می روند که محرکها بایستی بدون بار کار کنند (بطور مثال موتورهای اتصال کوتاه با گشتاور شروع به حرکت نسبتاً پائین) و در دورهای بالا، ماشینی را که باید به حرکت آورند به حرکت می آورند. نیروی گریز از مرکز و با آن گشتاور اصطکاک متناسب با n^2 افزایش دارد:

$$F = mr\omega^2 \quad (۸-۷۱)$$

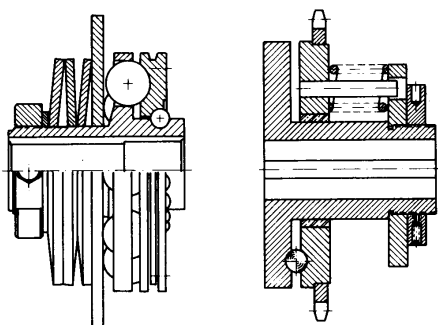
$$\omega = 2\pi n \quad \text{با :}$$

به کمک فنر برگردان قوی ترمی توان ایجاد اتصال اصطکاکی را به دورهای بالاتر به تأخیر انداخت.

کلاچهای خودکار با عملکرد گشتاوری :

محدوده اصلی کاربرد اینگونه کلاچ ها حفاظت از بارگذاری اضافی ماشینها است. کلاچ ها پس از اتصال متناسب باروش کاریشان توسط دستگاههای قطع اتصال مکانیکی کاملاً جدا شده اند، یا اینکه بین نیمه های کلاچ یک نسبت لغزش دائمی وجود دارد. هم نوع ساختمان اتصال فرمی و هم نوع اتصال

نیرویی این کلاچ امکان پذیراست. در شکل ۸-۷۴ دو نوع اتصال فرمی نشان داده شده است.



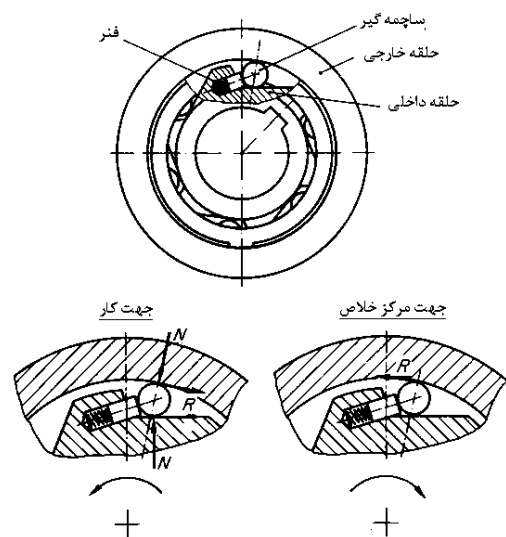
شکل ۸-۷۴: سیستم ساچمه بعنوان کلاچ اطمینان از بارگذاری اضافی

دو نیمه کلاچ ضامن دار ساچمه ای توسط فنرهای بشقابی یا لوله ای بصورت اتصال فرمی بهم دیگرفشرده می شوند. در صورت تجاوز از گشتاور حد نشیمنگاه ساچمه روی ساچمه میلغزد. امتیاز این کلاچ ابعاد بسیار کوچک آنست. کلاچ های بارگذاری گشتاوری اضافی - اتصال نیرویی کلاچ های لایه ای هستند، که گشتاور اصطکاکی حد آنها توسط نیروی پرس محوری لایه ها تنظیم می شود.

کلاچ های خودکار با عملکرد جهت :

این کلاچ ها دارای یک جهت دورخلاف و یک جهت کاری است، یعنی در یک جهت یک حرکت نسبی بدون گشتاور مابین دو قسمت کلاچ امکان پذیراست، هنگام تعویض جهت کلاچ بطور خودکار اتصال پیدا کرده و گشتاور دورانی منتقل می کند و با آن نیازی به دستگاههای خاص اتصال نمی باشد، در شکل ۸-۷۵ بعنوان مثال کلاچ چرخ جغجغه ای نشان داده شده است.

این کلاچ ها از جمله کلاچ های نیرویی با عملکرد جهت می باشند ، در شکل ۸-۷۵ بالا ساختمان آن نشان داده شده است . به کمک فنر و پیستون ساچمه ها به رینگ خارجی پرس می شوند. در جهت کاری شکل طرف چپ پائین ساچمه ها بین نیمه کلاچ ها گیر می کنند، در جهت دورخلاف شکل طرف راست پائین ، پیستون و فنر آزاد شده و گشتاور انتقال پیدا نمی کند.

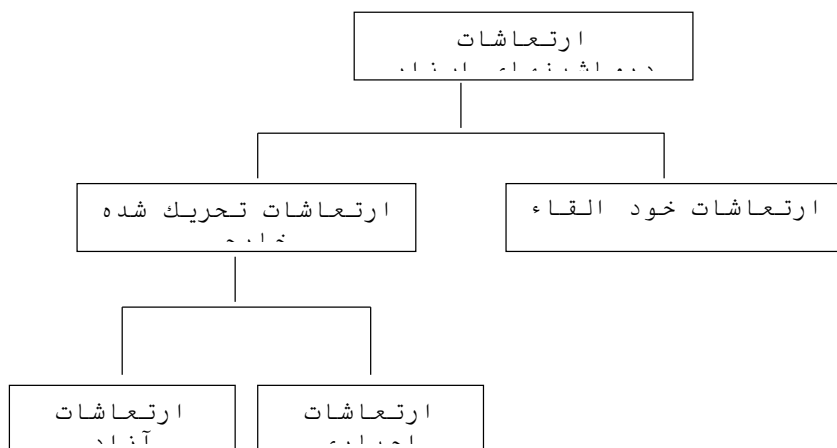


شکل ۸-۷۵: کلاچ غلتکی - حرکت آزاد ساچمه ای
(کلاچ جفجغه ای)

	مکانیزم عضو کششی		مکانیزم غلتکی	اصالتی	موتور یکسو + یکسو کننده جریان
	تسمه گرمایی لاستیکی	زنچیر			
Power range available (kW) Output speed range available (rev min ⁻¹)	0.1 ... 7.5 (45), 500 ... 4000	0.25 ... 75 500 ... 7000	0.1 ... 75 0 ... 4000	0.1 ... 11 0 ... 300	0.75 ... 1000 0 ... 4000
Torque : • Increase from n_{min} to n_{max} • Increase when starting • Transmittable when stationary ?	3.5 1.5 Yes	6 2.5 Yes	2 ... 8 1 ... 2.5 Yes	2 2.5 Yes	1 1 خیر (بله)
Speed : • Positions available • Changable when stationary • Accuracy of transmission (speed reduction with torque) • No. of operating sections	up to 10 No Medium 4	up to 10 No (Yes) Low 4	∞ Yes (No) Medium 4	∞ Yes Considerable 1	∞ Yes Considerable (low with tacho) 1 to 4 as required
Mainten- ance : • Service intervals • Dismantle for inspection ? • Typical wearing components	No Belts, pulley bearings	2000h Oil change No Chain	2000-4000h oil change No (Yes) Rolling elements discs	Oil change No Relaxation oscillators	5000 h brushes Yes (No) Brushes, commutators
Miscell- aneous : • Efficiency pattern • Noise • Suitable for dusty, corrosive atmosphere ?	Medium Medium Yes, with encasement	Good A little higher Yes	Medium / poor A little higher Yes	Poor ? Yes	Medium Medium Yes, with additional protection

رفتاردینامیکی ماشین ها

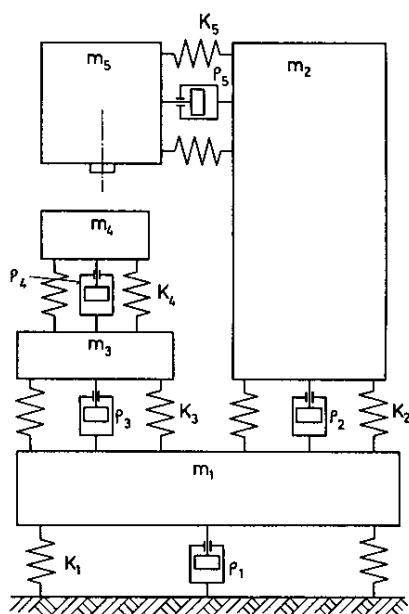
دقت کاری ماشین و دوام ابزار بطور مستقیم تابع کیفیت حرکت نسبی مابین ابزار و قطعه کار می باشد. نیروهایی که تابع زمان متغیرند، یعنی نیروها و گشتاورهای دینامیکی در ماشین تغییر شکل های دینامیکی و ارتعاشات ایجاد می نمایند. در ماشینهای ابزار ارتعاشات آزاد و ارتعاشات اجباری و ارتعاشات خود القاء ایجاد می شود. (شکل ۹-۱)



شکل ۹-۱: ارتعاشات در ماشینهای ابزار

ارتعاشات تحريك شدة خارجي توسط تأثير نيروهاي خارجي ايجاد مي شوند. ارتعاشات خود القاء توسط نيروهاي متغيري ايجاد مي شوند که در اثر خود ارتعاشات بوجود مي آیند.

ماشين ابزار از تركيب چندين اجزاء چون ، بستر، پايه، ميز، (كشو) ، جعبه، دستگاه سر تشكيل شده است که توسط فلانچ ها يا راهگاهها بهم متصل شده اند، بنابر اين يك ماشين يك سيستم ارتعاشي چندين اتصالي باتوزيع جرم و الاستيسيته مي باشد و به اين جهت با درجه آزاديهاي بي نهايت زيادي نوسان مي کند. در شکل ۹-۲ يك ماشين ابزار متشكل از يك بستر (m_1) ، يك بدنه قائم (m_2) ، يك قسمت تحتاني ميز (m_3) ، يك قسمت فوقاني ميز (m_4) و يك ميز قائم (m_5) بطور شماتيكي نمايش داده شده است. هر جزء ماشين داراي جرم m مي باشد. اجزاء به کمک فنر k و كاهنده f بهم ديگر متصل شده اند.



شکل ۹-۲: ماشين ابزار بعنوان يك سيستم

ارتعاشي

هر جزء بر حرکت یا ارتعاش جزء مجاور خود اثر می گذارد. دستگاه ریاضی که بتواند این سیستم ارتعاشی پیچیده را دقیق بررسی نماید، هنوز با اندازه کافی توسعه پیدا نکرده است. اینگونه سیستم ها دارای تعداد زیادی فرکانس طبیعی هستند. منحنی های رزونانس

این سیستم ها به این جهت دارای چندین قله رزونانس هستند. اگر یک چنین سیستمی در نزدیکی فرکانس طبیعی خود نوسان کند ، این امکان وجود دارد که آنرا توسط یک مدل ایده آل یعنی یک نوسان کننده ساده جایگزین نمود.

برای هر قله رزونانس ، که هر نوع نوسان طبیعی دارد، می توان ضرائب ثابت سیستم مشابهی را تعیین نمود. به این طریق می توان

نوسانات سیستم چندین جرمی را به نوسانات یک سری نوسان کننده های ساده تبدیل کرد.

۹-۱ ارتعاشات تحریک شده خارجی
ارتعاشات تحریک شده خارجی بدو صورت ارتعاشات آزاد و ارتعاشات اجباری ایجاد می شوند.

۹-۱-۱ ارتعاشات آزاد
ارتعاشات آزاد توسط نیروهای ضربه ای ایجاد می شوند، دریک ماشین که دارای دمپینگ همیشگی است دامنه نوسانات به مرور زمان کوتاه ترمی شوند تا اینکه از بین بروند، به این جهت اهمیت نوسانات آزاد کمتر از انواع دیگر نوساناتی است که در ماشین های ابزار ایجاد می شوند.
معادله حرکت ارتعاشات آزاد، کاهنده (میرا) برابر است با :

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + kx = 0$$

راه حل معادله دیفرنسیال همگن، شکل زیر را پیدا می کند:

$$X = e^{-\delta t} (c_1 \cos \omega_0 t + c_2 \sin \omega_0 t) \quad (9-1)$$

فرکانس طبیعی بدون کاهنده طبق رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m} \cdot \frac{g}{10}}$$

تعداد نوسانات در واحد زمان را فرکانس طبیعی نامیده و چنین تعریف کرده اند:

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

برای زمان نوسان چنین داریم :

$$T = \frac{1}{f_0} = \frac{2\pi}{\omega_0}$$

ضریب میرائی و اندازه کاهش طبق روابط زیر محاسبه می شوند :

$$D = \frac{\delta}{\omega_0} \quad \text{و}$$

$$\partial = \frac{\rho}{2m}$$

فرکانس طبیعی زاویه ای نوسان کننده کاهنده دارکوچکتر از نوسان کننده بدون کاهنده می باشد:

$$\omega_D = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$$

علاوه بر آن چنین داریم :

$$f_D = \frac{\omega_D}{2\pi}, \quad T_D = \frac{2\pi}{\omega_D}$$

$m[\text{kg}]$: جرم نوسان کننده
 $g[\text{m/s}^2]$: شتاب زمین

ρ : ضریب کاهنده
 $f_0[\text{S}^{-1}]$: فرکانس طبیعی

$k[\text{N/m}]$: ضریب فنری
 $T[\text{s}]$: زمان نوسان

$x[\text{m}]$: فاصله یا انحراف
 δ : ضریب میرایی

$\dot{x}[\text{m/sec}]$: سرعت
 D : اندازه کاهش

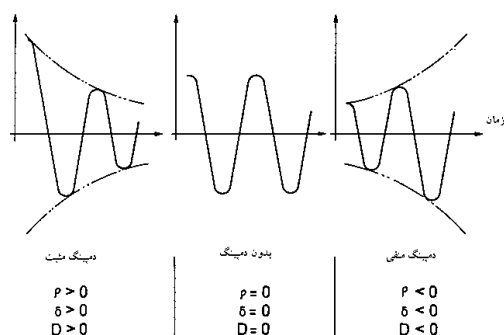
$\ddot{x}[\text{m/s}^2]$: شتاب
 C_1 و C_2 : ضرایب ثابت

$\omega_0[\text{s}^{-1}]$: فرکانس طبیعی زاویه ای بدون کاهنده

ω_D : فرکانس طبیعی زاویه ای نوسان کننده کاهنده دار

f_D : فرکانس طبیعی نوسان کننده بدون کاهنده

نوسان کننده بدون کاهنده ($\rho=0$) فقط بصورت تئوری وجود دارد، دمپینگ همیشه وجود داشته ($\rho \neq 0$) و بایستی مثبت باشد ($\rho > 0$) تا نوسانات از بین برود. در صورت منفی بودن دمپینگ ($\rho < 0$) انحراف



نوسان کننده به مرور زمان بزرگتر می شود، سیستم نوسان کننده از نظردینامیکی نامتعادل است، شکل ۹-۳ این سه وضعیت دمپینگ نوسان آزاد را نشان می دهد.

شکل ۹-۳: وضعیت های دمپینگ يك نوسان کننده آزاد

۹-۱-۲ نوسانات اجباري

نوسانات اجباري توسط نیروهای که بصورت پریودی متغیرند تحریک می شوند، این نیروها عبارتند از :

- نیروهای درگیری دندانه ها درجعبه دنده
 - نیروهای سنگ زنی جرمهای دوار
 - نیروهای تراش در تراش منقطع
 - نیروهای تراش هنگام فرزکاری
 - نیروهای ایجاد شده در تأسیسات هیدرولیکی
 - نیروهای که از راه فونداسیون به ماشین منتقل می شوند
- معادله حرکت نوسانات اجباري به این شرح است :

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + kx = F(t)$$

نیروی محرک تابع زمان يك نیروی یکنواخت است. این نیرو را می توان در این فرم چنین نشان داد:

$$F(t) = \tilde{F} = F \cdot \cos \omega t$$

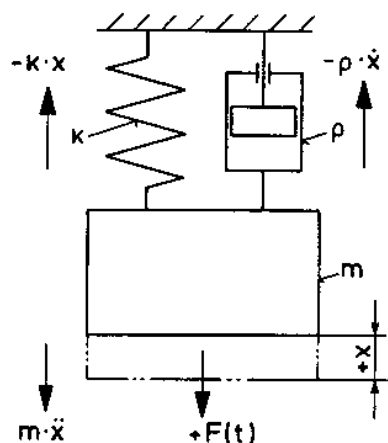
نیروهای زیر به جرم m نوسان کننده وارد می آیند (شکل ۹-۴) :

$k \cdot x$ نیروی برگردان فنر

$\rho \cdot \dot{x}$ نیروی دمپینگ

$m\ddot{x}$ نیروی نیوتن

$F(t)$ نیروی محرک



شکل ۹-۴: شماتیک ساختاریک نوسان کننده

اجباری

رابطه حرکت نوسان کننده کاهنده داربا یک درجه آزادی فرم زیر را پیدا می‌کند :

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + kx = F \cos \omega t$$

این معادله وقتی حل می‌شود که ابتدا $F=0$ قرار داده شود، در این صورت چنین بدست می‌آید :

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + kx = 0$$

این رابطه یک معادله دیفرانسیال خطی همگن درجه ۲ است که راه حل آن در بخش ۹-۱-۱ نشان داده شد (به رابطه ۹ مراجعه شود) :

$$x = e^{-st} (C_1 \cos \omega_D t + C_2 \sin \omega_D t)$$

راه حل مخصوص معادله غیرهمگن به این قرار است :

$$x = \frac{F}{m} \cdot \frac{\cos(\omega t - \varphi)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2 \omega^2}}$$

راه حل معادله حرکتی نوسان کننده اجباری تشکیل شده است از راه حل یک معادله دیفرانسیال خطی همگن نوسان کننده آزاد و راه حل مخصوص یک معادله غیرهمگن نوسان کننده اجباری :

$$x = e^{-\delta t} (C_1 \cos \omega_D t + C_2 \sin \omega_D t) + \frac{F}{m} \cdot \frac{\cos(\omega t - \varphi)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2 \omega^2}} \quad (9-2)$$

همانند نوسان کننده آزاد در اینجا نیز چنین داریم :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k \cdot g}{m \cdot 10}} \quad \text{و} \quad \delta = \frac{\rho}{2m} \quad \text{و} \quad D = \frac{\delta}{\omega_0}$$

نسبت ω و ω_0 بعنوان هماهنگی تعریف شده است :

$$\chi = \omega / \omega_0$$

زاویه فاز مابین فاصله نوسان و نیروی محرک طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2\delta\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} = \frac{2D\chi}{1 - \chi^2}$$

چون دمپینگ همیشه وجود دارد دامنه نوسان کننده کاهنده دار آزاد به مرور زمان کوچکتر می شود تا اینکه از بین برود (قسمت اول معادله). ارتعاش اکنون پیوسته و یکنواخت است، فرکانس نوسان کننده ایجاد شده با فرکانس نیروی محرک مطابقت دارد. دامنه نوسان اجباری توسط رابطه زیر نشان داده می شود:

$$A = \frac{F}{m} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} = \frac{F \cdot 10}{k \cdot g} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \chi^2)^2 + 4D^2\chi^2}}$$

$$A_{st} = \frac{F}{k}$$

یعنی :

معادله برای دامنه نوسان اجباری به شکل زیر در می آید :

$$A = A_{st} \cdot \frac{10}{g} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \chi^2)^2 + 4D^2\chi^2}}$$

دامنه نوسان اجباری تشکیل شده است از حاصل ضرب تغییر مکان استاتیکی جرم نوسان کننده در اثر نیروی F و ضریب بزرگنمایی v_1 :

$$v_1 = \frac{1}{\sqrt{(1 - \chi^2)^2 + 4D^2\chi^2}}$$

به این نحو A بدست می آید :

$$A = A_{st} \cdot v_1 \cdot \frac{10}{g}$$

$\omega [s^{-1}]$: فرکانس زاویه ای محرک

v_1 : ضریب بزرگنمایی

φ : زاویه فاز مابین فاصله نوسان و نیروی محرک

$f [s^{-1}]$: فرکانس محرک

χ : هماهنگی

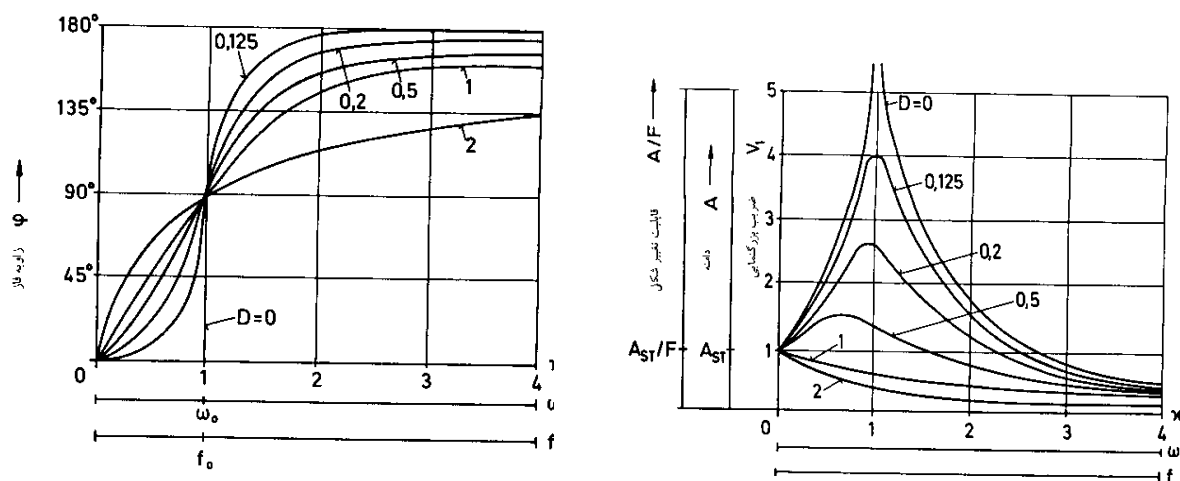
$A [m]$: دامنه نوسان اجباری

$A_{st} [m]$: انحراف استاتیکی

$k [N/m]$: مقاومت استاتیکی یعنی ضریب فنری

$g [m/s^2]$: شتاب زمین

ضریب بزرگنمایی رابطه مابین دامنه نوسان و انحراف استاتیکی را برای هرفرکانس محرك بدست می‌دهد. شکل ۹-۵ رابطه مابین ضریب بزرگنمایی و هماهنگی همینطور مابین زاویه فاز و هماهنگی را نشان می‌دهد. چون هماهنگی χ ، همینطور فرکانس محرك f متناسب با فرکانس زاویه ای محرك ω می‌باشد، محور افقی منحنی، هماهنگی، فرکانس زاویه ای محرك و فرکانس محرك را نمایش می‌دهد.



شکل ۹-۵: ضریب بزرگنمایی و زاویه فاز تابع هماهنگی

به همین نحو تناسب مابین دامنه نوسان A ، ضریب افزایش v_1 و قابلیت تغییر شکل $\frac{A}{F}$ وجود دارد. از شکل ۹-۵ مشهود است که:

- برای حالت استاتیکی $f=0$ ، $\omega=0$ ، $\chi=0$ دامنه نوسان اجباری برای کلیه ارقام D برابر با انحراف استاتیکی است.
- برای $\chi > 4$ دامنه نوسان برای کلیه ارقام D به صفر نزدیک می‌شود.
- برای $f=f_0$ ، $\omega=\omega_0$ ، $\chi=1$ دامنه نوسان برای اندازه کاهش کوچک $D < 0.5$ بزرگتر از انحراف استاتیکی است.
- برای $D=0$ ، $\chi=1$ دامنه نوسان بی نهایت بزرگ می‌شود، فقط برای نوسان کننده بدون کاهنده ($D=0$) دامنه نوسان برای $\chi=1$ به حداکثر مقدار خود می‌رسد، با افزایش دمپینگ حداکثر دامنه نوسان به طرف مقادیر کوچکتر هماهنگی تغییر مکان پیدامی‌کند.

حالت $\chi=1$ رزنانس نامیده می‌شود، درحالت رزنانس ضریب بزرگنمایی به مقدار زیر می‌رسد:

$$V_{IR} = \frac{1}{2D}$$

دامنه نوسان اجباری درحالت رزنانس برابر است با:

$$A_R = A_{st} \cdot V_{IR} \cdot \frac{10}{g} = A_{st} \cdot \frac{1}{2D} \cdot \frac{10}{g} = \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{2D} \cdot \frac{10}{g}$$

ضریب افزایش و دامنه نوسان اجباری درحالت رزنانس برای $D=0$ بی نهایت بزرگ می‌شوند:

برای $\chi=1$ و $D=0$ چنین داریم:

$$A_R = \infty$$

۹-۲ نوسانات خود القاء

نوسانات خودالقاء در ماشینهای ابزار بصورت **Stick-Slip** و بصورت

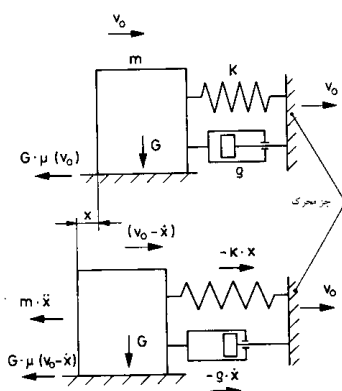
Chatter ظاهر می‌شوند:

۹-۲-۱ پدیده **Stick-Slip**

در سرعت‌های پیشروی کم میز، که در آن براده برداری انجام نمی‌گیرد امکان ایجاد پدیده **Stick-Slip** وجود دارد، مسبب ایجاد این اثر نزول منحنی ضریب اصطکاک است (به بخش ۵-۲ و شکل ۵-۶ مراجعه شود).

ارتباط مابین میز و محرک هیچگاه صلب نیست، در اثر تعیین شکل ماده فنر در اثر اصطکاک سیال و در اثر وجود اصطکاک در راه گاه‌ها همیشه دمپینگ وجود دارد.

یک مدل ساده از این عملکرد ارتعاشی پیچیده در شکل ۹-۶ نمایش داده شده است.



شکل ۹-۶: شماتیک ساختار عملکرد **Stick-Slip**

در تصویر فوقانی میز با جرم m و نیروی وزن G و جزء محرکش با سرعت یکسان v_0 نسبت به $\dots$ راهگاههای ثابت حرکت می‌کنند، چون موقعیت میزنسبت به جزء محرك تغییر نمی‌کند نوسان ایجاد نمی‌شود.

در تصویر تحتانی میز که با جزء محرکش با سرعت ثابت v_0 به حرکت ادامه می‌دهد، حرکت x را نیز نسبت به جزء محرك انجام می‌دهد. در این صورت میز با سرعت $(v_0 - \dot{x})$ نسبت به مسیرهای راه گاه ثابت حرکت می‌کند. نیروهای زیر بر میز با جرم m اثر می‌کنند :

- نیروی برگردان فنر $k.x$
- نیروی دمپینگ $\rho.\dot{x}$
- نیروی نیوتن $m.\ddot{x}$
- نیروی اصطکاکی مابین میز و راه گاه $G.\mu(v_0 - \dot{x})$

معادله حرکت میزنسبت به جزء محرك به این شرح است :

$$m.\ddot{x} + \rho.\dot{x} + k.x = G.\mu(v_0 - \dot{x})$$

اگر رابطه $\mu(v_0 - \dot{x})$ بصورت سری تیلور بسط داده شود و اگر از کلیه $\dot{x}$ های درجه توان بالاتر از یک چشم‌پوشی شود، چنین بدست می‌آید :

$$\mu(v_0 - \dot{x}) = \mu(v_0) - \mu'.\dot{x}$$

با قراردادن این رابطه در معادله حرکت چنین نتیجه می‌شود :

$$m\ddot{x} + (\rho + G.\mu')\dot{x} + kx - G.\mu(v_0) = 0$$

با قراردادن روابط شناخته شده :

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m} \cdot \frac{g}{10} \quad \text{و} \quad \delta = \frac{\rho}{2m}$$

معادله حرکت در فرم نهایی بدست می‌آید :

$$\ddot{x} - (2\delta + g.\mu')\dot{x} + \omega_0^2 \frac{10}{g} x - g\mu(v_0) = 0$$

$\mu(v_0)$ ضریب اصطکاک μ تابع v_0 است .

$\mu(v_0 - \dot{x})$ ضریب اصطکاک μ تابع $(v_0 - \dot{x})$ است.

μ' اولین مشتق μ نسبت به v ، یعنی $\mu' = \frac{d\mu}{dv}$ است .

v_0 سرعت ثابت جزء محرك، بطور مثال سرعت مهره هنگام حرکت محرك

پیشروی (شکل ۸-۱۷)

$\dot{x}$ سرعت حرکت نسبی میزنسبت به جزء محرك

$\ddot{x}$ شتاب حرکت نسبی میزنسبت به جزء محرك

m جرم میز

G وزن میز

این معادله حرکت مشابه معادله حرکت نوسان کننده کاهنده داراست. (به بخش ۹-۱-۱ مراجعه شود). به این جهت تحلیل آن می تواند طبق شکل ۹-۳، نوسانات آزاد انجام گیرد. از شکل ۹-۳ مشهود است که دمپینگ بایستی مثبت باشد تا نوسانات به مرور زمان از بین بروند، در معادله حرکت Stick-Slip بایستی عضو دمپینگ $(2\delta + g\mu')$ مثبت باشد تا سیستم نوسانی از نظردینامیکی پایدار بماند. یعنی تا نوسانات به مرور زمان از بین برود. اصطلاح $(2\delta + g\mu')$ وقتی مثبت می شود که $\mu' > 0$ باشد زیرا $\delta > 0$ و $g > 0$ هستند.

$\mu' > 0$ به این معنی است که $\mu = f(v)$ بایستی افزایش داشته باشد به بیان دیگر در محدوده افزایش منحنی ضرایب اصطکاک در امتداد سرعت لغزش امکان ایجاد شدن Stick-Slip وجود ندارد. Stick-Slip تنها می تواند در محدوده نزول منحنی اصطکاک ایجاد شود و فقط وقتی که شدت $|g\mu'|$ بزرگتر از شدت $|2\delta|$ می باشد. برای اینکه سیستم از نظردینامیکی پایدار بماند در صورتیکه $\mu' < 0$ باشد. بایستی: $|2\delta| > |g\mu'|$ این شرط پایداری را بصورت زیر می توان نوشت:

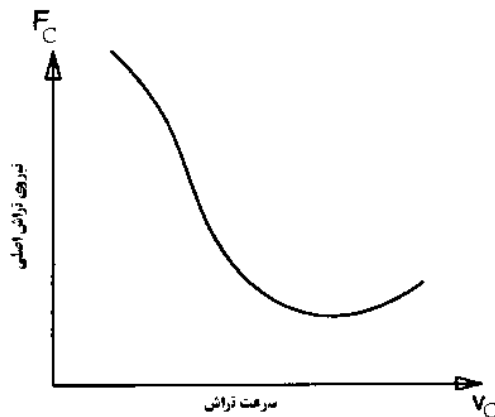
برای $\mu' < 0$ بایستی $|g\mu'| > \left| \frac{\rho}{m} \right|$ باشد.

اگر برای ساخت راهگاهها از زوج موادی استفاده شود که ضرائب اصطکاک در طول سرعت لغزش ثابت بماند Stick-Slip نمی تواند ایجاد شود اما اگر در مسیرهای راهگاهها زوج موادی بکار رود که دارای اصطکاک نزولی باشند، بایستی در این صورت ضریب ثابت دمپینگ ρ بزرگ، جرم میز کوچک و ارتباط مابین میزو محرک صلب باشد تا در این صورت هم Stick-Slip ایجاد نشود. در بخش ۵-۲ منحنی اصطکاک زوج مواد مختلف مفصل تر بررسی شدند.

۹-۲-۲ پدیده Chatter :

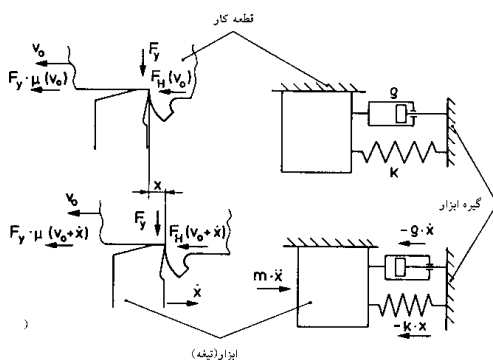
نوسانات خود القاء که هنگام براده برداری ایجاد می شوند (نامنظم بودن تراش کاری در اثرشل بودن تیغه ابزار) Chatter نامیده می شوند، مسبب ایجاد اینگونه نوسانات منحنی نزولی

ضریب اصطکاک مابین ابزار و قطعه کار در امتداد سرعت تراش (شکل ۶-۵) یا منحنی نزولی نیروی تراش اصلی (شکل ۷-۹) می باشند.



شکل ۷-۹: نیروی تراش اصلی تابع سرعت تراش

ارتباط مابین تیغه ابزار و گیره ابزار هیچگاه صلب نیست، بخاطر تغییر شکل جنس فنردر اینجا دمپینگ ایجاد می شود. در تصویر فوقانی شکل ۸-۹ ماشینکاری یک قطعه با سرعت تراش ثابت v_0 نمایش داده شده است، چون موقعیت تیغه ابزار نسبت به گیره ابزار تغییر نمی کند، نوسانی ایجاد نمی شود.



شکل ۸-۹: شماتیک ساختار Chatter

در تصویر تحتانی تیغه ابزار حرکت x را نسبت به گیره ابزار انجام می دهد، قطعه کار با سرعت ثابت v_0 به حرکت خود ادامه

می دهد و سرعت نسبی تراش مابین تیغه و قطعه کار حالا برابر است با: $(v_0 + \dot{x})$

نیروهای زیر بر تیغه ابزار اثر می کنند:

- نیروی برگردان فنر $k.x$

- نیروی اصطکاک مابین تیغه و قطعه کار $\rho \cdot \dot{x}$

- نیروی دمیپیند $m \cdot \ddot{x}$

- نیروی اصطکاک مابین تیغه و قطعه کار $F_y \cdot \mu(v_0 + \dot{x})$
معادله حرکت تیغه نسبت به گیره ابزار به این شرح است :

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + kx = -F_y \cdot \mu(v_0 + \dot{x})$$

همانند Stick-Slip در اینجا هم می‌توان رابطه $\mu(v_0 + \dot{x})$ را بصورت بسط سری تیلور نوشت، در این صورت چنین نتیجه می‌شود :

$$\mu(v_0 + \dot{x}) = \mu(v_0) + \mu'$$

با قراردادن این رابطه در معادله حرکت ، چنین بدست می‌آید :

$$m\ddot{x} + (\rho + F_y \cdot \mu')\dot{x} + kx + F_y \mu(v_0) = 0$$

$\mu(v_0)$ ضریب اصطکاک μ تابع v_0 است

$\mu(v_0 + \dot{x})$ ضریب اصطکاک μ تابع $(v_0 + \dot{x})$ است

$\mu' = \frac{d\mu}{dv}$ اولین مشتق μ نسبت به v ، یعنی

v_0 سرعت تراش

$\dot{x}$ سرعت حرکت تیغه نسبت به گیره ابزار

$\ddot{x}$ شتاب برای حرکت نسبی تیغه نسبت به گیره ابزار

F_y مؤلفه نیروی تراش در جهت y

معادله حرکت نوسان Chatter مشابه معادله حرکت Stick-Slip است . به اینجهت معادله حرکت مشابه بخش ۹-۲-۱ تحلیل می‌شود .

برای اینکه نوسان Chatter ایجاد نشود، بایستی عضو دمیپینگ $(\rho + F_y \cdot \mu')$ مثبت باشد. اصطلاح $(\rho + F_y \cdot \mu')$ وقتی مثبت می‌شود که $\mu' > 0$ باشد زیرا $\rho > 0$ ، $F_y > 0$ اند، $\mu' > 0$ به این معنی است که منحنی $\mu = F(v)$ افزایش دارد یعنی اینکه در محدوده افزایش منحنی ضریب اصطکاک در امتداد سرعت لغزش نمی‌تواند Chatter ایجاد شود . Chatter تنها می‌تواند در محدوده نزول منحنی اصطکاک ایجاد شده و تنها وقتی که شدت $|F_y \cdot \mu'|$ بزرگتر از شدت $|\rho|$ باشد. برای اینکه

سیستم از نظردینامیکی پایدار بماند، وقتی $\mu' < 0$ است باید $|\rho| > |F_y \cdot \mu'|$ باشد.

Chatter تنها می تواند در محدوده نزول منحنی اصطکاک مابین ابزار و قطعه کاریا در محدوده نزول منحنی نیروی تراش اصلی در امتداد سرعت تراش ایجاد شود، چون هنگام براده برداری زوج مواد را نمی توان دلخواه انتخاب نمود، بایستی دمپینگ بزرگ و ارتباط مابین تیغه ابزار و گیره ابزار صلب باشد تا سیستم از نظردینامیکی پایدار بماند.

چنانچه از بخشهای ۱-۲-۹ و ۲-۲-۹ مشهود است، Stick-Slip و Chatter نوسانهای مشابهی هستند. برای اینکه Stick-Slip تحریک شود، بایستی میزیک حرکت نوسانی نسبت به جزء محرک انجام دهد تا سرعت و در نتیجه ضریب اصطکاک تغییر کنند.

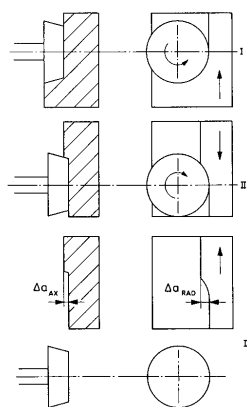
هنگام Chatter بایستی تیغه یک حرکت نوسانی نسبت به گیره ابزار انجام دهد، تا سرعت و در نتیجه ضریب اصطکاک و نیروی تراش اصلی تغییر کنند Chatter وقتی هم می تواند تحریک شود که سطح قطعه کاری که قبلاً ماشینکاری شده، دوباره ماشینکاری شود (Chatter کنترل شده فرمی یا بازیابی شده).

۳-۹ آزمایش تغییر شکل پذیری استاتیکی ماشین ها
تغییر شکل پذیری استاتیکی ماشین در محل تراش رامی توان بطور مستقیم به کمک عملکرد ماشینکاری تعیین کرد، استاندارد

سوئدی BAS-NORM روش اندازه گیری انحراف

استاتیکی ماشین هنگام فرزکاری را توضیح

داده است (شکل ۹-۹).



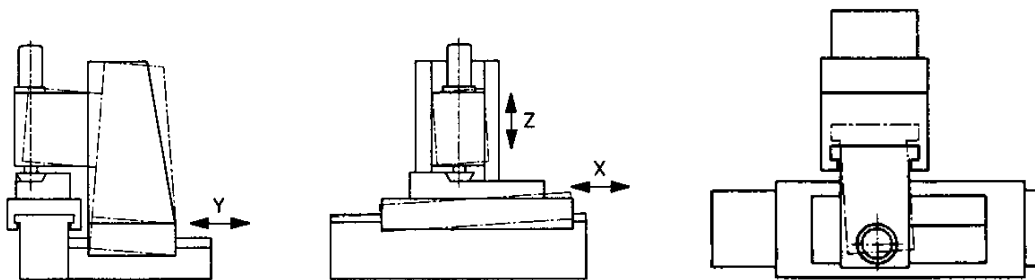
شکل ۹-۹: اندازه گیری انحراف استاتیکی در فرزکاری طبق

استاندارد سوئدی BAS-NORM

با چرخ تیغه پیش بینی شده ، تعداد دور میله مقرر شده و عمق تراش a_p در یک جهت ، در حرکت هم جهت یا خلاف جهت کل طول قطعه را فرزکاری می کنند (به نام گذاری I مراجعه شود) .
وقتی تیغه از درگیری خارج شد باز جهت پیشروی را معکوس می کنند (بنام گذاری III مراجعه شود) .

به کمک اندازه گیری ، ماشینکاری تکمیلی در جهت محوری، (Δa_{Ax}) و در جهت شعاعی (Δa_{RaD}) کل انحراف استاتیکی ماشین در محل تراش تعیین می شود، برای این کار کل تغییر شکل پذیری قطعات ماشین واقع در جریان نیرو به انضمام ابزار و قطعه کار در محل تراش اندازه گیری می شود.

تغییر شکل های استاتیکی قطعات هنگام براده برداری را می توان توسط ساعتهای اندازه گیری ، اندازه گیری کرد. در شکل ۹-۱۰ یک ماشین فرز قائم هنگام براده برداری نمایش داده شده است، تصویر تغییر شکل یافته هر یک از قطعات بصورت خط - نقطه مشخص می شود.



شکل ۹-۱۰: اندازه گیری تغییر شکل های استاتیکی هر یک از قطعات به کمک ساعتهای اندازه گیر

تغییر شکل پذیری استاتیکی:
برابر با معکوس مقاومت استاتیکی k است.

$$\frac{A_{st}}{F} = \frac{1}{k}$$

آنرا وقتی می توان تعیین کرد که انحراف استاتیکی A_{st} و نیروی F معلوم باشند. با اندازه گیری انحرافات و تعیین نیروها در سه جهت مختصاتی، تعیین تغییر شکل پذیری ماشین و قطعات آن در جهت های x ، y و z امکان پذیر می شود.

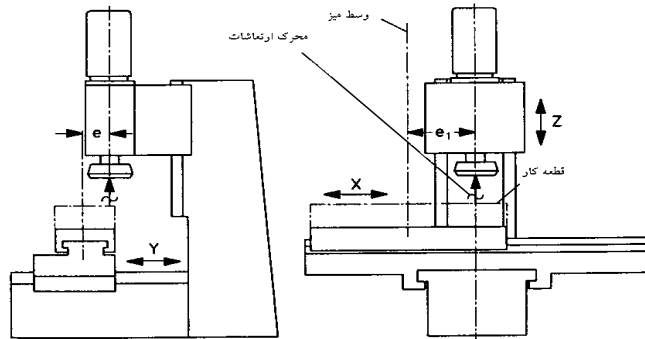
تغییر شکل پذیری استاتیکی را می توان به کمک شبیه سازی ماشینکاری براده برداری نیز تعیین کرد، در این صورت دستگاههای بارگذاری یا اندازه گیری نیرو را مابین ابزار و قطعه کار سوار کرده و تغییر شکل های تک تک قطعات را اندازه گیری می کنند.

۹-۴ بررسی رفتار دینامیکی ماشینها بدون روند ماشینکاری

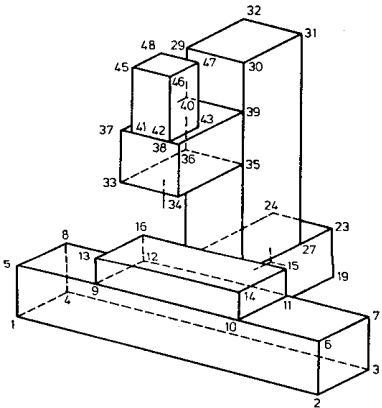
به منظور تعیین تغییر شکل پذیری دینامیکی و فرم نوسان های طبیعی ماشین، ماشین را در موضع مابین ابزار و قطعه کار توسط یک محرک نوسانی و سینگالهای محرک اتفاقی - آماري تحريك مي-کنند. تحريك بایستی در مواضع خاص اجزاء محرک و برای شکل های مختلف ابزار- قطعات انجام گیرد. در شکل ۹-۱۱ یک ماشین با مسیرهای عمودی نشان داده شده که محرک نوسانی مابین ابزار و قطعه کار آن سوار شده و آنرا در جهت z تحريك مي نماید، قسمت فوقانی میزو قسمت تحتانی میزچنان به خارج کشیده شده اند که بررسی برای خارج از مرکزهای e و e_1 انجام می گیرد. اغلب محرکهای نوسانی از نوع الکترو هیدرولیکی یا الکترو مغناطیسی به کار

می رود، زیرا بخاطر ساختمان کوچکشان بدون اشکال مابین ابزار و قطعه کار سوار می شود. محرکهای الکترو دینامیکی برای این بررسی ها قابل استفاده نیستند، زیرا بزرگند. تغییر مکان قطعات به کمک سرعت سنج ها اندازه گیری می شود، تعیین دقیق تغییر شکل پذیری دینامیکی یک ماشین تاکنون فقط بطور عملی امکان پذیر بوده است، با یک آنالیز اتورفوریه می توان عکس العمل فرکانس تغییر شکل پذیری را توسط نیروها و فواصل محاسبه کرد، نتایج محاسبه زیربنای آنالیز مدل عملی بوده و برای نمایش فرم نوسانهای طبیعی بکار می روند. به این منظور ماشین از نظر هندسی تقریب سازی می شود یعنی کلیه قطعات بسته مانند بستر میز، جعبه میله و غیره بصورت فرم هندسی ساده مانند مکعب، مربع یا هرم نمایش داده می شوند (شکل ۹-۱۲). در کلیه گوشه های این اجسام هندسی که بطور عددی نامگذاری شده اند عکس العمل فرکانس تغییر شکل پذیری را

اندازه گیری می‌کنند، به این طریق برای هر ماشین ابزار صدها اندازه مختصات بدست می‌آید.



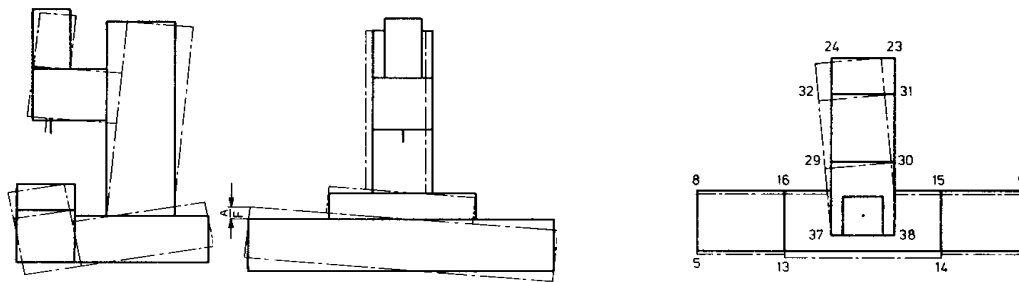
شکل ۹-۱۱: تحریک یک ماشین توسط یک
محرک ارتعاشی



شکل ۹-۱۲: نمایش ساده شده تقریب هندسی یک
ماشین برای تحلیل مدلی

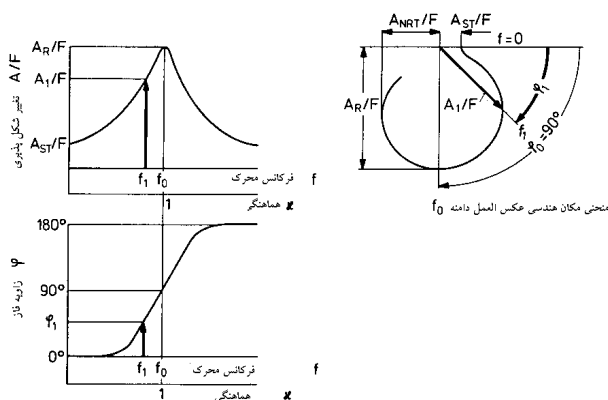
اکنون تغییرشکل پذیری و فرم نوسانهای طبیعی (Modes) را در تصویرجانبی، تصویرفوقانی و تصویرجلو نمایش می‌دهند (شکل ۹-۱۳).

لازم است اینگونه بررسی‌ها را درمواضع مختلف قطعات متحرک انجام داد، زیرا تابع آنها تغییرشکل‌پذیری و فرم نوسانهای طبیعی تغییر می‌کنند. از بخش ۹-۱-۲ می‌دانیم که دامنه نوسانات اجباری تابع فرکانس محرک می‌باشد، به این جهت بایستی این بررسی‌ها را برای فرکانس‌های محرک‌های مختلف انجام داد زیرا تغییر شکل‌پذیری و فرم نوسانهای طبیعی تابع آنها نیز تغییر می‌کنند.



شکل ۹-۱۳: نمایش قابلیت تغییر شکل و انواع نوسانات طبیعی

در این بررسی ها برای فرکانس محرکهای مختلف ، تغییر شکل پذیری و زاویه فاز تابع فرکانس تعیین می کنند. در شکل ۹-۱۴ تغییر شکل پذیری و زاویه فاز تابع فرکانس محرک نمایش داده شده است.



شکل ۹-۱۴: قابلیت تغییر شکل و زاویه فاز تابع فرکانس محرک و منحنی مکان هندسی عکس العمل دامنه

طبق این دو رابطه منحنی مکان هندسی در مختصات قطبی رسم شده است. تغییر شکل پذیری در منحنی مکان هندسی بطور شعاعی نشان داده شده است. زاویه فاز با شروع از محور مثبت و در جهت عقربه ساعت برای هر فرکانس محرک رسم شده است. چنین داریم :

$$\frac{A}{F} = \frac{A_{st}}{F} \quad \text{برای } f = 0$$

$$\varphi = 0$$

$$\frac{A}{F} = \frac{A_R}{F} \quad \text{برای } f = f_0$$

$$\varphi = 90^\circ$$

$$\text{برای } f = f_1 \quad \frac{A}{F} = \frac{A_1}{F} \quad \varphi = \varphi_1$$

تابعیت تغییرشکل پذیری از فرکانس محرک "عکس العمل دامنه" نامیده می‌شود. اگر زاویه فاز را تابع فرکانس محرک نشان دهیم "عکس العمل فاز" بدست می‌آید، نمایش ترسیمی این دورابطه درمختصات قطبی منحنی موقعیت "عکس العمل فرکانس" نامیده شده است. فرمهای نوسانات طبیعی نمایش داده شده در شکل ۹-۱۳ تغییرشکلهای دینامیکی ماشین را برای فرکانس محرک معینی در یک لحظه مشخص نشان می‌دهند. در لحظه بعدی تغییرشکل دیگری بدست می‌آید. مشابه با فیلمهای متریک تصویری می‌توان چندین تصویرتغییرشکل را به هم متصل کرده و نوسانات کلیه قطعات ماشین را بصورت حرکت در یک صفحه تصویرمتصل شده به یک آنالیزاتورفوریه مشاهده کرد. برای یک فرکانس رزونانس دیگری تصویرتغییرشکل دینامیکی دیگری از ماشین بدست می‌آید، به این صورت دوقطعه یکسان یک ماشین مانند میله اصلی یا میزکار می‌توانند برای یک فرکانس معین مخالف جهت و برای فرکانس دیگری هم جهت نوسان کنند.

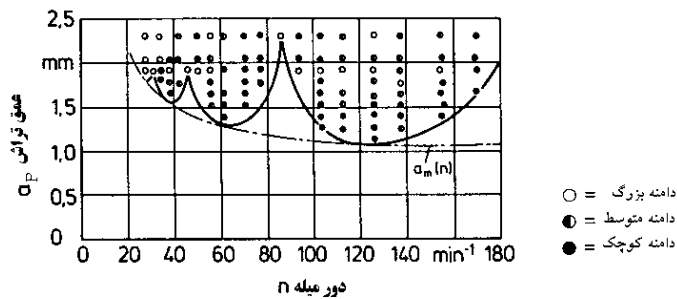
بعضی از بررسی‌ها عکس العمل ماشین را درمقابل نوسانات اجباری نشان می‌دهند، بطور مثال رفتار ماشین درمقابل نوسانات خودالقاء را بطورتقریبی به کمک بزرگترین قسمت حقیقی منحنی منحنی موقعیت $\left(\frac{A_{NRT}}{F}\right)$ تشریح می‌کنند هر قدر بزرگترین قسمت حقیقی منفی، کوچکتر باشد تمایل ماشین برای Chatter کمتر است.

۹-۵ بررسی عکس العمل دینامیکی ماشینها در طول عملیات ماشینکاری

رفتار دینامیکی ماشین در حین ماشینکاری تابع پارامترهای تکنولوژی مانند: عمق تراش، تعداد دور میله، پیشروی و قطر ابزار است، به اینجهت بررسی‌ها بایستی با ابزارهای مختلف و با تغییر عمق تراش و تغییر دور میله انجام پذیرد، به این جهت هنگام فرزکاری بایک ابزار معین و بایک عمق تراش معین برای تغییرات تعداد دور میله دامنه Chatter و فرکانس Chatter را اندازه گیری کرده و همین اندازه گیری‌ها را با عمق تراش دیگری تکرار می‌کنند. نتایج اینگونه بررسی‌ها را می‌توان بصورت منحنی نمایش داد (شکل ۹-۱۵). این آزمایشها برای یک ماشین

فرزقائم انجام گرفته است، محدوده زیرمنحنی $a_m(n)$ بطورحتم پایداراست. بالای منحنی $a_m(n)$ محدوده های گیرپایدارو محدوده هایی که بطورمشروط پایدارند قراردارند زیرا برای بعضی از دورههای عمق تراشهای بالاتر نیز محدوده های پایدار وجود دارند.

این بررسی ها بایستی همانند بررسی های بخش ۹-۴ درمواضع مختلف قطعات متحرک انجام پذیرند (شکل ۹-۱۱).



شکل ۹-۱۱: فاصله دورههای

ناپایدار تابع عمق تراش

۹-۶ بهینه سازی رفتار دینامیکی ماشینها

مقاومت دینامیکی یک ماشین بعنوان نسبت نیرو و دامنه تعریف شده است:

$$k_{DYN} = F/A$$

مقاومت استاتیکی ماشین بعنوان نسبت نیرو و انحراف استاتیکی مشخص می شود:

$$k = F/A_{ST}$$

در حالت رزونانس می توان مقاومت دینامیکی را طبق رابطه زیر محاسبه نمود:

$$k_{DYN} = F/A_R$$

از بخش ۹-۱-۲ روابط زیر معلومند:

$$A_R = A_{ST} \cdot v_{IR} \cdot \frac{10}{g}, \quad v_{IR} = \frac{1}{2D}$$

با قراردادن این روابط در رابطه فوق برای k_{DYN} چنین نتیجه می شود:

$$k_{DYN} = \frac{F \cdot g}{A_{ST} \cdot v_{IR} \cdot 10} = \frac{k \cdot g}{v_{IR} \cdot 10} = \frac{k \cdot g \cdot 2D}{10} = \frac{k \cdot D \cdot g}{5}$$

با توجه به روابط زیر (به بخش ۹-۱-۲ مراجعه شود) :

$$\delta = \frac{\rho}{2m}$$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{k}{n} \cdot \frac{g}{10}}$$

و

$$D = \frac{\delta}{\omega_o}$$

و

رابطه بصورت زیرتغییرپیدامی کند :

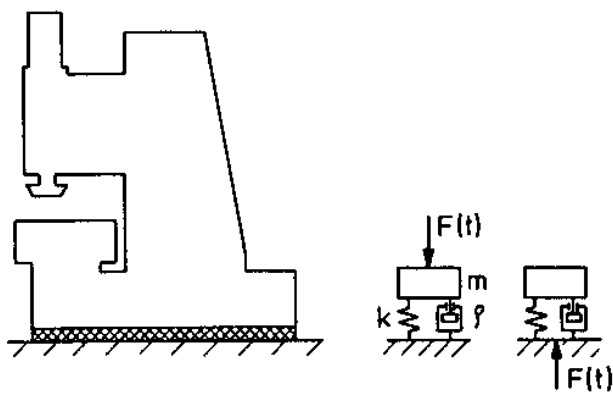
$$k_{DYN} = \frac{k.D.g}{5} = \rho.\omega_o$$

از این معادله روشن می شود که اگر دمپینگ و مقاومت استاتیکی ماشین افزایش پیدا کنند مقاومت دینامیکی آن نیز افزایش پیدامی کند، توسط اقدامات طراحی چون انتخاب پروفیل های مناسب و پره بندی قطعات بدنه ، می توان بر مقاومت استاتیکی ماشین افزود. با انتخاب مناسب مواد می توان خصوصیات دمپینگ خوبی نتیجه گرفت، جرم قطعات بهتراست کم باشد تا بتوان به فرکانس های طبیعی بالائی رسید.

رفتار دینامیکی ماشین را توسط عایق کردن فعال یا غیرفعال نوسانات نیز می توان بهینه سازی نمود، در عایق کردن فعال از انتقال نوسانات ماشین به فونداسیون ماشین جلوگیری بعمل می آید. در عایق کردن غیرفعال از انتقال نوسانات کف زمین کارگاه به بدنه ماشین جلوگیری می شود.

این نوع عایق کردن به این صورت است که بستر ماشین را روی یک زیرلایه الاستیکی قرار می دهند (شکل ۹-۱۶). کل ماشین در مدل نوسانی بصورت جرم m و زیرلایه الاستیکی بصورت فنر k و دمپینگ نمایش داده می شود.

چون این مدل نوسانی با مدل نشان داده شده در شکل ۹-۴ برابری می کند در اینجا نیز نوسان های اجباری داریم .



شکل ۹-۱۶: عایق کردن ارتعاشات و مدل ارتعاشی .

طرف چپ : عایق کردن فعال

طرف راست : عایق کردن غیرفعال

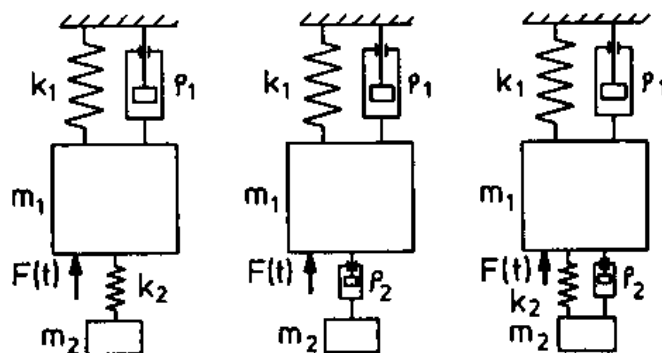
در ماشینهای ابزار ساخته شده رفتار دینامیکی را می توان به کمک سیستم های جرمی کمکی بهینه سازی نمود، اینگونه سیستم ها را در نقاطی از ماشین که با بزرگترین دامنه نوسان می کنند مستقر می سازند، بر حسب نوع اتصال مابین سیستم جرمی کمکی و ماشین موارد زیر از یکدیگر متمایز می شوند:

- سیستم - جرم - فنر

- سیستم دمپینگ

- سیستم جرم - فنر کاهنده دار

در شکل ۹-۱۷ مدل های این سه سیستم جرمی کمکی نمایش داده شدند.



شکل ۹-۱۷: مدل ارتعاشی
برای یک ماشین با سیستم
جرم کمکی

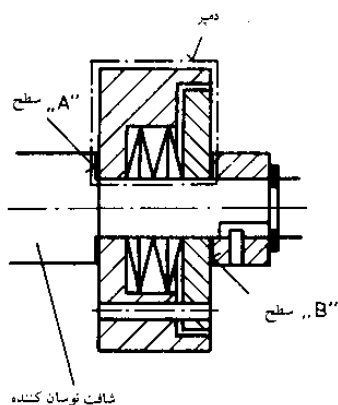
در مدل نوسانی ماشین توسط جرم m_1 ، فنر k_1 و کاهنده p_1 جایگزین شده است. جرمهای کمکی توسط جرم m_2 جایگزین شده اند. نیروی محرک $F(t)$ تابع زمانی بر ماشین اثر می کند، در سیستم جرم-فنر (تصویر چپ) جرم m_2 توسط یک فنر k_2 به نقطه نوسان کننده ماشین متصل می شود، این سیستم جرمی کمکی بایستی چنان با سیستم نوسانی قسمت ماشین نوسان کننده هماهنگ شده باشد که در سیستم جرمی کمکی نیرویی برابر با نیروی مزاحم اما خلاف جهت آن ایجاد شود.

از این طریق ممکن می شود تا دامنه نوسانات را کاهش داده و در حالت ایده آل بکلی از بین ببرد، این سیستم کاهنده نوسان

نامیده می‌شود. چون این سیستم جرمی کمکی بريك سیستم ارتعاشی خاص تطبیق داده می‌شود می‌توان آنرا تنها درسیستمهای نوسانی که از نظردینامیکی متغیرنیستند بطورمثال درماشینهای ویژه بکاربرد. به این جهت این سیستم درماشینهای ابزارونیورسال بکارنمی رود زیرا دراین ماشینها بخاطرتغییرات قطعات متحرك و تعداددورخصوصیات دینامیکی دائماً تغییرمی کنند.

درسیستم دمپینگ (تصویروسط) جرم کمکی m_2 به كمك يك كاهنده p_2 به نقطه نوسان كننده ماشین متصل می‌شود، دامنه رزنانس دراین سیستم توسط افزایش دمپینگ کاهش داده می‌شود، دمپینگ بزرگ برای کاهش نوسانات اجباري مطلوب نیست و برنوسانات آزاد و خودالقاء تأثیرمثبت دارد، این سیستم جرمی کمکی سیستمی Lanchester نیزنامیده می‌شود.

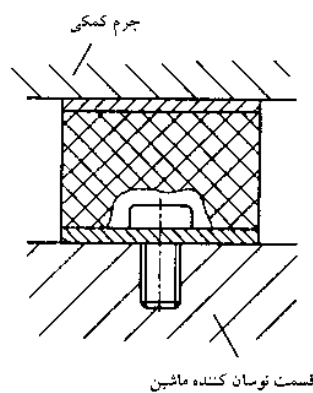
دمپینگ را می‌توان بوسیله اصطكاك سیال یا بوسیله اصطكاك جامد ایجاد کرد. درشکل ۹-۱۸ يك كاهنده پیچشی با اصطكاك جامد نشان داده شده است این كاهنده روی يك شافت نوسان كننده سوارمی‌شود.



شکل ۹-۱۸: دمپرپیچشی

ممان اینرسی جرمی كاهنده و ممان اصطكاكي درسطوح "A" و "B" بایستی باشافت نوسان كننده هماهنگ شده باشند، گشتاوراصطكاكي درسطوح "A" و "B" مابین كاهنده وشافت نوسان كننده بایستی حدود ۱۰-۱۵٪ گشتاورموتورباشد. ممان اینرسی جرمی كاهنده بایستی دو تا سه برابرممان اینرسی جرمی روتورموتورمحرک به انضمام ممان اینرسی جرمی کلیه جرمهای دواروانتقالي باشد، که برشافت موتورنسبت داده می‌شوند.

سیستم جرم - فنرکاهنده دار (شکل ۹-۱۷ نیمه طرف راست) دارای خصوصیات مشترک هردوسیستم جرمی کمکی توضیح داده شده می باشد. این سیستم بیشتر از کلیه سیستمهای جرمی کمکی دیگر در ماشینهای ابزار



می رود. اجزایی از جنس مواد مصنوعی، کائوچوک یا لاستیک که همزمان دارای خصوصیات دمپینگ فنری نیز هستند مابین جرمهای نوسان کننده و جرمهای کمکی مونتاژ می شوند. در شکل ۹-۱۹ یک قسمت نوسان کننده از جنس فلز نشان داده شده است که به قسمت نوسان کننده ماشین پیچ می شود.

شکل ۹-۱۹: ضربه گیر نوسانی بصورت "فلزنوسانی" بعنوان سیستم جرم - فنر دمپر دار

۹-۷ مثال آموزشی :

رفتار دینامیکی یک ماشین سنگ بایستی با استفاده از یک سیستم دمپینگ (شکل ۹-۱۷ تصویر وسط) بهینه سازی شود، کاهنده روی یک شافت نوسان کننده (در این حالت یک میله غلتنده کروی) سوار شده و بعنوان یک کاهنده پیچشی با اصطکاک جامد طبق شکل ۹-۱۸ ساخته شده است.

قطر میله غلتنده کروی برابر است با : $d_1 = 30[mm]$. میله بطور مستقیم توسط یک موتور جریان یکسوبا مشخصات زیر به حرکت درمی آید:

- گشتاور موتور

$$M_m = 32[Nm]$$

- ممان اینرسی روتور

$$I_m = 0/037[kgm^2]$$

ممان اینرسی کلیه جرمهای دورانی و انتقالی که نسبت به شافت موتور ارزیابی می شوند برابرند با $I_R = 0/02 [kg.m^2]$

معمولاً قطر خارجی، عرض و سطح اصطکاک کاهنده را محاسبه می‌کنند.

حل :

قطر داخلی کاهنده را فرض می‌کنیم :

$$d_2 = 15[mm] = 0/015[m]$$

گشتاور اصطکاکی در سطوح "A" و "B" مابین کاهنده و شافت نوسان کننده بایستی ۱۰-۱۵٪ گشتاور موتور باشد:

$$M = 0/15.M_m = 0/15 \times 32 = 4/8[N.m]$$

این گشتاور به کمک نیروی اصطکاک F_μ ایجاد شده مابین کاهنده و شافت توسط بشقاب فنری حاصل می‌شود:

$$M = F_\mu \cdot \frac{\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}}{2}$$

بنابراین چنین نتیجه می‌شود :

$$F_\mu = \frac{2M}{\left(d_1/2 + d_2/2\right)} = \frac{2 \times 4/8}{0/015 + 0/0075} = 426/6[N]$$

نیروی پرس کننده لازم را نیز محاسبه می‌کنند:

$$F_N = \frac{F_\mu}{\mu} = \frac{426/6}{0/1} = 4266[N]$$

بشقاب فنری بایستی چنان محاسبه و پیش تنش گذاری شود که این نیروی پرس را اعمال کند.

ممان اینرسی جرم کاهنده I_D بایستی دو تاسه برابر ممان اینرسی روتور موتور محرک با اضافه ممان اینرسی کلیه جرمهای دوار و انتقالی باشد که نسبت به شافت موتور تعیین می‌شوند:

$$I_D = 3(I_M + I_R) = 3(0/037 + 0/02) = 0/171[kgm^2]$$

کاهنده یک سیلندر توخالی با یک قطر خارجی D، قطر داخلی d_2 و عرض B می‌باشد.

ممان اینرسی جرمی سیلندر توخالی برابر است با :

$$I_D = \frac{G}{8}(D^2 + d_2^2)$$

وزن G کاهنده چنین محاسبه می‌شود :

$$G = (D^2 - d_2^2) \frac{\pi}{4} \cdot B \cdot \gamma$$

اگر G را در رابطه I_D قرار دهیم چنین خواهیم داشت :

$$I_D = \frac{(D^2 - d_2^2)(D^2 + d_2^2)\pi \cdot B \cdot \gamma}{32}$$

وزن مخصوص

$$\gamma = 7/85 \times 10^3 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

اگر قطر خارجی کاهنده را چنین فرض کنیم :

$$D = 200[mm] = 0/2[m]$$

می توانیم به کمک این رابطه عرض کاهنده را محاسبه کنیم :

$$B = \frac{32.I_D}{(D^2 - d_2^2)(D^2 + d_2^2)\pi.\gamma} =$$

$$\frac{32 \times 0/171}{(0/2^2 - 0/015^2)(0/2^2 + 0/015^2) \times \pi \times 7/85 \times 10^3} = 0/138[m] = 138[mm]$$

کاهنده دارای ابعاد زیر می باشد :

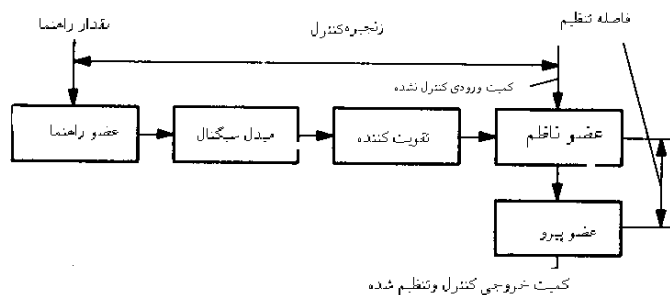
$$D \times d_2 \times B = 200 \times 15 \times 138$$

سیستم کنترل

ماشین ها

۱-۱۰ مفاهیم کلی کنترل و تنظیم

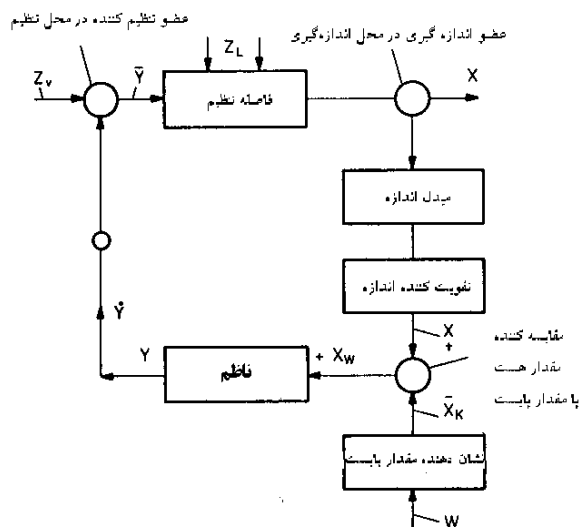
کنترل یکی از عملیات فیزیکی است که در آن مقدار یک کمیت فیزیکی توسط یک کمیت دیگری که تابع آن نیست تغییر داده می شود، میزان کمیت تغییر داده شده اندازه گیری نمی شود. یعنی کمیت تغییر داده شده (خروج) تأثیر برگشتی بر ورود کنترل ندارد (شکل ۱-۱۰).



شکل ۱-۱۰: نمایش اصول یک سیستم کنترل

وظیفه عضو راجعنا راه اندازی عملیات کنترل است، مبدل سیگنال، سیگنال رها شده از عضورا همنما را به یک کمیت کنترل تبدیل می کند. تقویت کننده، سیگنال کنترل را تقویت می کند تا بتواند عضوناظم را به عمل وادارد، عضوناظم بر کمیت کنترل تأثیرگذارده و آنرا تغییر می دهد.

تنظیم نیز یکی از عملیات فیزیکی است که در آن مقدار کمیت تغییر داده شده دائماً اندازه گیری شده و بایک کمیت مقایسه می‌شود (شکل ۲-۱۰).



شکل ۲-۱۰: نمایش اصول یک سیستم تنظیم

پس از این مقایسه یک کمیت جدید استنتاج شده و کمیت مورد تنظیم را چنان اصلاح می‌کند که به مقدار کمیت مقایسه نزدیک شود، به این نحو کمیت مورد تنظیم ثابت نگهداشته می‌شود. فاصله تنظیم دستگاهی است که از آن یک جریان انرژی عبور می‌کند، عضو اندازه گیری مقدار هست کمیت تنظیم x را اندازه گیری می‌کند، این رقم هست باید با رقم بایست کمیت تنظیم x_k مقایسه شده و تفاضل $x - x_k$ به تنظیم کننده انتقال داده شود.

x - مقدار هست کمیت تنظیم

w - کمیت راهنما

y - کمیت ناظم

Z_L - کمیت مزاحم (بارگذاری)

Z_v - کمیت مزاحم (سیستم محرک)

$Z_y - y - \bar{y}$ کمیت ورودی فاصله

x_k - مقدار بایست کمیت تنظیم

$x - x_k - x_w$ انحراف تنظیم

تنظیم کننده کمیت ناظم y را استنتاج کرده و به عضو ناظم می فرستد. عضو ناظم وظیفه دارد کمیت تنظیم را چنان اصلاح کند که به مقدار بایست نزدیک شود. اگر انحراف x_w مثبت باشد $x > x_k$ است و به معنای این است که بایستی جریان انرژی کاهش داده شود، با بیان دیگر، یک رقم مثبت انحراف تنظیم باعث تغییر منفی عضو ناظم می شود، این عملکرد در شکل ۱۰-۲ بطور سمبلیک با علامت $\rightarrow o \rightarrow$ نشان داده شده است.

کلیه تأثیرات مزاحم مانند حرارت، تغییرات دور و غیره که بطور دائم بر فاصله تنظیم اثر می‌گذارند را کمیت مزاحم Z_L می‌نامند.

مفاهیم و نامگذاری بکاررفته در صنعت تنظیم و صنعت کنترل طبق استاندارد DIN-NORM (۱۲۲۲۶ DIN مندرج مه ۱۹۶۸) انتخاب شده‌اند.

۱۰-۲ انواع سیستم های کنترل برای ماشینهای ابزار :

نوع سیستم کنترل یک ماشین ابزار برحسب هدف کاربردی ماشین تعیین می شود. انواع سیستم کنترل را می‌توان برحسب ضوابط مختلفی تنظیم و تقسیم‌بندی کرد.

انواع سیستم کنترل انحنائی، هیدرولیکی، پنوماتیکی و الکتریکی وجود ندارد که از انواع ساده کنترل شروع شده و به کنترل ماشینهای با بالاترین میزان درجه اتوماتیک ختم می‌شوند.

۱۰-۲-۱ سیستم کنترل انحنائی

اتوماتهای تراشکاری چند میله ای با قطعات کاری مدور بطور مکانیکی با استفاده از سیستم شافت کنترل اصلی کنترل می شوند. شافت اصلی کنترل کلیه اطلاعات فاصله ای و اتصالی را که برای حرکت هریک از قطعات ماشین پیش بینی شده اند را بصورت منحنی و بادامک ذخیره می کند (شکل ۱۰-۳). درحین یک دور شافت کنترل، قطعه کار در یک وضعیت از میله ماشینکاری نهایی شده و در سایر وضعیتهای میله پیش ماشینکاری می شود.

می‌گردد.

شکل ۱۰-۴: شماتیک اصول کنترل هیدرولیکی

کورس کاربه جلو با عملکرد سوپاپ فاصله "f" آغاز می‌گردد. یک بادامک که به میز محکم شده و نسبت به کورس مورد نظر تنظیم شده هنگام حرکت میز "b" سوپاپ مکانیکی "f" را بسته و جریان قطع می‌گردد، در این حالت روغن بیرون زده شده از سمت دسته پیستون از راه سوپاپ تنظیم روغن "h" و سوپاپ فاصله "e" به مخزن روغن "g" برمی‌گردد.

باتنظیم سوپاپ تنظیم جریان و تاثیرگذاری بر جریان روغن ایجاد سرعت کورس کاری مورد نظر امکان پذیر است.

یک بادامک محکم شده روی میز تنظیم شده بر حسب کورس کاری مطلوب در جلوترین موضع میز کلید نهایی را راه انداخته و کورس سریع به عقب شروع می‌شود. سوپاپ الکترومغناطیسی "C" چنان تنظیم می‌شود که جریان حجمی از پمپ از راه سوپاپ "e" به طرف دسته پیستون سیلندر هیدرولیکی جریان می‌یابد. چون سوپاپ مکانیکی "f" در وضعیت مسدود قرار دارد، روغن از راه سوپاپ "e" و سوپاپ یک طرفه "I" به سیلندر جریان پیدا می‌کند، از طرف پیستون سیلندر هیدرولیکی روغن بیرون زده از سوپاپ فاصله "e" به مخزن روغن برمی‌گردد.

سوپاپ های الکترومغناطیسی "C" نه بطور مستقیم ، بلکه توسط سوپاپ پیش کنترل شده "e" به سیلندر پیشروی متصل می‌شوند تا از

ضربه هیدرولیکی در صورت تغییرات اتصال ناگهانی سوپاپ الکترومغناطیسی، جلوگیری بعمل آید.

سوپاپ محدودکننده فشار "j" برحسب حداکثر فشار پمپ مجاز تنظیم و برای محافظت پمپ بکار می رود.

کنترل هیدرولیکی قبل از همه در ماشینهای ابزار ویژه و خطوط تولید بکار می رود. دلائل آن هزینه نسبتاً کم، دمپینگ خوب کلیه اجزاء متحرک اطمینان بالا و دوام طولانی اجزاء کنترل است.

۱۰-۲-۳ سیستم کنترل پنوماتیکی :

یک سیستم کنترل پنوماتیکی متعلق به یک مجموعه پیشروی "b" که توسط سیلندر پنوماتیکی "a" به حرکت می آید، در شکل ۱۰-۵ نمایش داده شده است. این شمای کنترل به کمک اجزاء کنترل پنوماتیکی تحقق بخشیده می شود.

به کمک تنظیم سوپاپ یکطرفه کاهنده "C" جریان هوا از سیلندر ترمز هوا "d" جریان پیدا کرده و سرعت کورس کار را تغییر می دهد.

سایر اجزاء کنترل بشرح زیر برحسب فشار هوا طراحی شده اند :

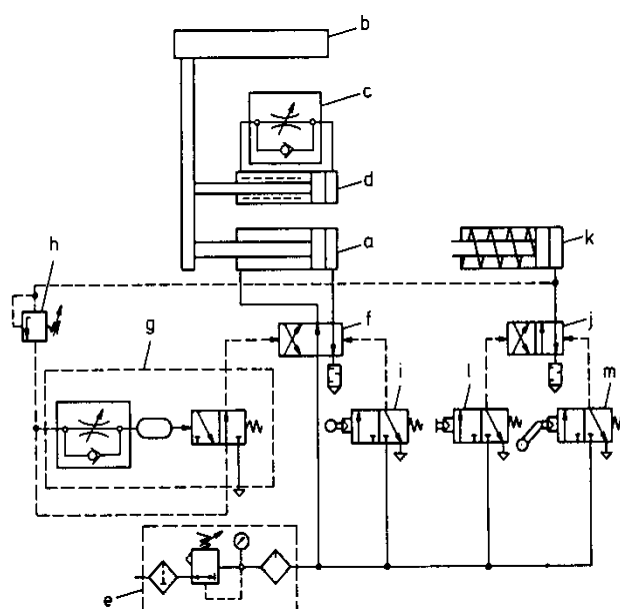
فشار هوا از مجموعه "e" که متشکل از فیلتر، سوپاپ تنظیم فشار و مخزن هوا است و توسط سوپاپ Impulse پنوماتیکی "f" بطرف سیلندر پنوماتیکی "a" جریان می یابد.

سوپاپ تنظیم زمانی "g" برای قطع سیگنال دائمی از سوپاپ اتصال فشار "h" بکار می رود که پس از رسیدن به فشار تنظیم شده تغییرات اتصال می یابد.

سوپاپ اهرم غلتکی "I" واحد سیستم پیشروی را برای برگشت کنترل می نماید.

در قسمت راست تصویر فشار هوا از واحد "e" و از سوپاپ Impulse پنوماتیکی "j" به سیلندر تحت تنش "k" که ساده عمل میکند، جریان می یابد. سوپاپ دگمه ای "l" برای استارت سیلندر تنشی بکار می رود، سوپاپ غلتکی گردان با جریان برگشت خلاص "m" برگشت سیلندر تنشی را کنترل می نماید. چون فشار کاری یک دستگاه پنوماتیکی (بطرف بالاتر حدود [bar] ۱۰) به مراتب کمتر از دستگاههایی است که در سیستم های هیدرولیکی بکار می روند. از کنترل پنوماتیکی برای

ماشین‌ها با نیروی پیشروی کمتر استفاده می‌شود. نیرو را می‌توان با بزرگ‌ترگرفتن قطر سیلندر افزایش داد. این امکان اما بندرت در محرک پیشروی یک ماشین ابزار وجود دارد، اما چون کنترل پنوماتیکی یک کنترل مطمئن و نسبتاً ارزان با دوام طولانی است در بسیاری از ماشین‌های ویژه بکار می‌رود.



شکل ۱۰-۵: شماتیک اصول کنترل پنوماتیکی

۱۰-۲-۴- سیستم کنترل الکتریکی

کنترل دستور دستی:

اتصال کورس سریع و پیشروی، انتخاب دور میله، انتخاب پیشروی قطع و وصل دوران میله و انتخاب جهت دوران میله در این کنترل بوسیله دست انجام می‌گیرد. پیشروی‌های مختلف و دورهای مختلف توسط یک جعبه دنده مرحله‌ای و به کمک چرخ‌های انتقالی ایجاد می‌شوند. انتخاب محور و اتصال پیشروی- کورس سریع بوسیله کلاچ‌های مکانیکی انجام می‌گیرد. محرک‌های اصلی و محرک‌های پیشروی توسط موتورهای سه‌فاز تحقق پیدا می‌کنند.

کنترل با سیم‌کشی‌های ثابت:

بخاطر ارقام پیش داده شده ثابتی که برای عملکردهای کنترل ساده بکار می‌روند این نوع کنترل از انعطاف‌پذیری کمی برخوردار

است. به این جهت این نوع کنترل در ماشینهای يك هدفه و در اتوماتهای ساده و ماشینهای فرزوتراشی كه کمی اتوماتیزه شده اند بكار میروند. سیکلهای ساده ای مانند:

کُرس سریع ← پیشروی → کُرس سریع ، و
 کُرس سریع ← پیشروی → کُرس سریع پیشروی

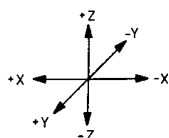
می‌توانند با این نوع کنترل در يك محور تحقق پذیرند، چون اتصال کُرس سریع پیشروی بطور اتوماتيك انجام می‌پذیرد، از کلاچهایی كه با كلید كار می‌کنند بطور مثال از کلاچهای صفحه ای الكترومغناطیسی استفاده می‌شود.

کنترل برنامه ای با تعداد گام كم:

با این نوع کنترل می‌توان چندین محور مانند x ، y و z و احتمالاً بانضمام چهارمین محور، چندین سرعت مانند کُرس سریع، پیشروی و کُرس خلاص، دو جهت دوران میله و توقف میله، چندین مسیر بادامك و تعدادی از عملکردهای كمکی مانند تکرار برنامه و قطع برنامه را برنامه ریزی نمود. تعداد گام لازم متناسب با روند ماشینکاری یا سیلکها تعیین می‌شود. ذخیره برنامه در این نوع یا بصورت توزیع کننده شبکه ای (صفحه سوراخدار) می‌باشد كه برنامه ریزی بطور دستی توسط فروکردن لامپهای دوقطبی دو شاخه در سوراخهای مربوطه انجام می‌گیرد. یا اینکه برنامه ریزی توسط تنظیم يك صفحه انتخاب بصورت کلیدهای ده دهی و انتخاب کلیدها، انجام می‌گیرد و برنامه به تكتك گامها تقسیم می‌شود.

در شكل ۱۰-۶ يك کنترل برنامه ای با کلیدهای ده گانه و در شكل ۱۰-۷ با "توزیع شبکه ای" نشان داده شده است.

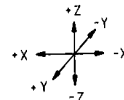
کلیدها										شماره	محور	جهت
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	سوراخ		
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	1	X	+
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	2	X	-
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	3	Y	+
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	4	Y	-
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	5	Z	+
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	6	Z	-
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	7	4	+
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	8	4	-
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	9	کلید می‌سریع	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	10	پیشروی	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	11	کلاس	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	12	دور	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	13	تولف	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	14		
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	15	E1	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	16	E2	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	17	E3	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	18	E4	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	19	E5	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	20	E6	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	21	E7	
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	22	پایان برنامه	



شماره کلید	محور	جهت
1	X	+
2	X	-
3	Y	+
4	Y	-
5	Z	+
6	Z	-
7	4	+
8	4	-
9	FREE	
0	KEIN BEFEHL	

شماره کلید	سرعت دور	دوران میل
1	EIL GANG	LG
2	VORSCHUB	OG
3	SCHLEICHG	OG
4	EIL GANG	OG
5	VORSCHUB	OG
6	SCHLEICHG	OG
7	EIL GANG	STILLST
8	VORSCHUB	STILLST
9	SCHLEICHG	STILLST
0	KEIN BEFEHL	

شماره کلید	شماره	
1	1	
2	2	
3	3	
4	4	
5	5	
6	6	
7	7	
8	آزاد	
9	آزاد	
0	بدون دستور	



شکل ۱۰-۶: کنترل برنامه ای با کلیدهای دهنده شکل

۱۰-۷: کنترل برنامه ای بصورت توزیع شبکه ای

a - ماشین تراش ۲ میزی با محور موقعیت یابی اضافی

b - ماشین تراش ۲ میزی

c - ماشین تراش یک میزی با محور موقعیت یابی اضافی

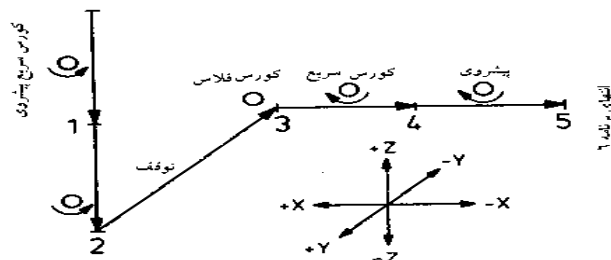
d - ماشین تراش ۲ میزی برای ماشینکاری قطعات مختلف

در هر دو نوع کنترل فرضی بر قدرت مساوی یا تعداد گامهای مساوی و عملکرد مساوی میباشد. در این صورت با هر دو محل برنامه ممکن است

۱۰ گام کاری انجام داده و عملکردهای زیر را ایجاد نمود :

فواصل حرکتی در چهار محور با هفت مسیر بادامکی و برای سه سرعت میزدردو جهت : دوران میل و توقف میل، راه حل با کلیدهای ده گانه برای این مسئله نیاز به سه سری کلید هریک متشکل از ده کلید یعنی مجموعاً ۳۰ کلید دهگانه دارد.

برای همین مسئله در راه حل دومی با توزیع شبکه ای نیاز به ۱۰ ستون ۲۲ می باشد. یک روند کاری با ۵ گام در شکل ۱۰-۸ نشان داده شده است.



شکل ۱۰-۸: مسیر با ۵ گام

در این روند با کلیدهای مربوط به عملیات مورد نظر را انتخاب و یا دوقطبی های دوشاخه را در سوراخهای شبکه فرو می کنند. در هر دو نوع محمل برنامه ها گامها در صفوف افقی و عمودی ها در صفوف عمودی قرار دارند. هر کلید ده گانه را می توان بصورت عددی از صفر تا ۹ تنظیم کرد، هر گام برنامه که توسط تنظیم سه کلید بالای هم نمایش داده می شود، یک حرکت ایجاد می کند. مرتبندیهای مکانی به کمک بادامک ها انجام می گیرد که گام بعدی را نیز راه اندازی می کنند.

این نوع کنترل هنوز در بسیاری از ماشینهای ابزار یونیورسال بکار می رود، چون اتصال به یک سرعت دیگرو محور دیگر بطور خودکار انجام می گیرد، از کلاچهای صفحه ای الکترومغناطیسی استفاده می شود. پیشرویها و دورهای میله ای در برنامه توسط انتقال چرخهای جعبه دنده مرحله ای تنظیم می گردند.

کنترل برنامه ای قابل ذخیره :

کنترل برنامه ای قابل ذخیره ، کوتاه (Programmable Controller) PC در مدت کوتاه قسمت مهمی از بازار را بخود اختصاص داده است. این روش یک امکان آلترناتیو اقتصادی برای کنترل رله ای و رله ای راه دور است. هدف از توسعه این نوع کنترل طراحی یک روش ساده و در صورت لزوم مجدداً قابل برنامه ریزی بوده که مطمئن تر و کم

هزینه‌تر از انواع کنترل قبلی باشد. پیشرفت صنعت نیمه هادی‌ها تحقق اهداف نامبرده را تا حد زیادی امکان پذیر نمود.

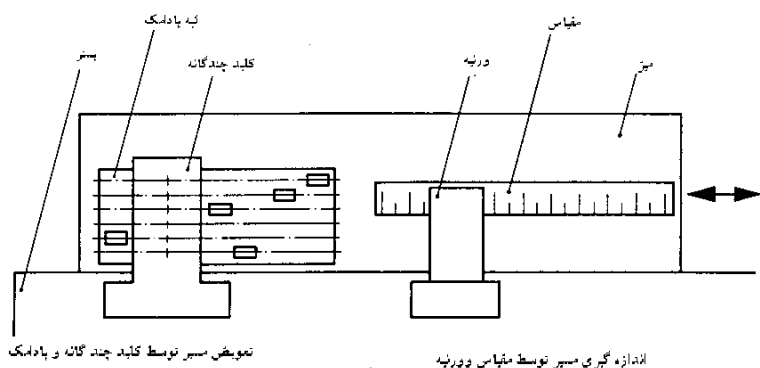
دستگاه‌های خودکارسازی، که در چهارچوب این نوع کنترل بکاررفته اند دارای ویژگی کارآیی بالا و هزینه کم و راه اندازی ساده می باشند. با بکارگیری Microprocessor ها از نظر صنعتی بطور یونیورسال قابلیت برنامه ریزی در برنامه عملیات، برنامه اتصال یا برنامه لیست دستورها فراهم شده است. دستگاه‌های خودکارسازی شامل تامین جریان برق لازم برای کاردستگاه‌ها ارتباط محاسب‌ها، دستگاه‌های رسم و نمایش اعداد است. با این نوع کنترل بطور خیلی ساده تر برنامه ریزی تعداد گام‌های بیشتری از روش کلیدهای دهگانه یا روش توزیع شبکه ای امکان پذیر است. اگر تعداد شبکه‌ها در دستگاه مرکزی کافی نباشد می توان از دستگاه‌های اضافی استفاده کرد و تعداد گام‌ها را افزایش داد.

عملکرد یک کنترل توسط یک برنامه تعیین می شود که بطور ساده توسط یک دستگاه برنامه نویسی به کمک دگمه‌ها به قسمت ذخیره برنامه داده می شود، تک تک دستورات به ترتیبی پیوسته در سلول‌های حافظه ذخیره می شوند، سیستم کنترل یا Processor دستورهای ذخیره شده را در حین کار خوانده و عملیات ذخیره شده را انجام می دهد.

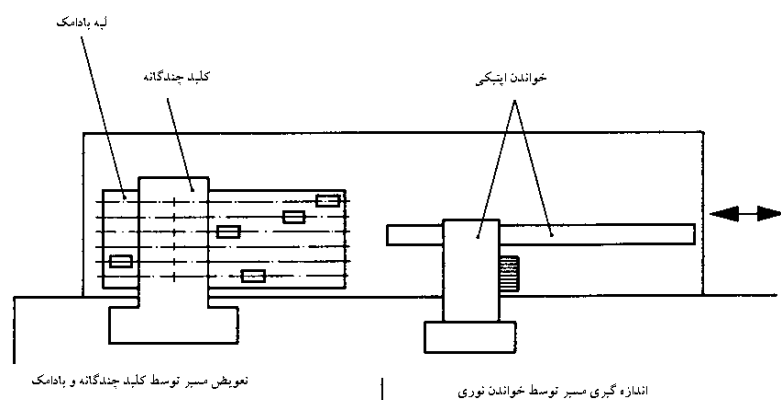
اتصال به یک سرعت دیگر یا به یک محور دیگر بطور خودکار انجام می گیرد. اغلب برای هر محور محرك مستقل پیش بینی می شود، در صورت استفاده از محرك مرکزی بایستی از کوپلینگ‌های صفحه الکترومغناطیسی استفاده شود. تنظیم پیش‌رویها و دورهای لازم در هر برنامه بطور دستی انجام می گیرد. فواصل توسط بادامک‌ها تنظیم می شوند.

کلیه کنترل‌های توضیح داده شده اتصال توسط بادامک‌ها انجام می گیرد، اندازه گیری فاصله می تواند به کمک خط کش و رینه (شکل ۱۰-۹). روش نوری (شکل ۱۰-۱۰) یا توسط دستگاه‌های الکترونیکی (شکل ۱۰-۱۱) تحقق بخشیده شود.

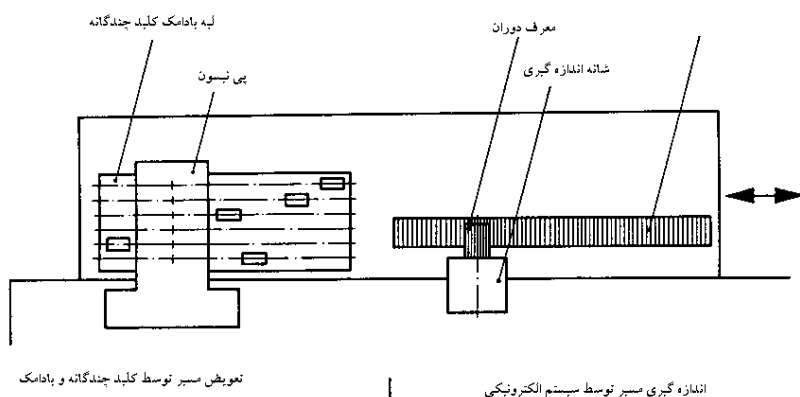
طراحی



شکل ۹-۱۰: تعویض مسیر توسط بادامک، اندازه گیری مسرتوسط مقیاس و ورنیه



شکل ۱۰-۱۰: تعویض مسیر توسط بادامک اندازه گیری مسیر توسط مقیاس و مدینه



شکل ۱۱-۱۰: تعویض مسیر توسط بادامک اندازه گیری مسیر توسط سیستم الکترونیکی

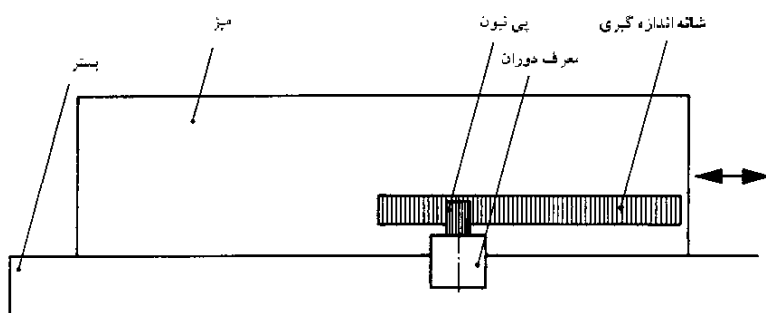
کنترل عددی :

کنترل عددی (Numerical Control) که کنترل NC نامیده می‌شود، علاوه بر کنترل برنامه‌ای توضیح داده شده برای اتصال خودکار به یک سرعت و یک محور دیگر، می‌توان در حین حرکت دورمیل و پیشرویها را نیز تغییر داد. اغلب برای هر محور محرك جداگانه بکار می‌رود. در کنترل فواصل ساده ترمی توان از تحرك مركزي استفاده کرد، در این صورت اتصال به يك محور دیگر توسط كلاههاي صفحه اي الكترومغناطیسی انجام می‌گیرد. دورموتورهاي جريان مستقیم برای محرك اصلي و محرك پیشروي بوسیله مقاومت هاي ثابت تعیین می‌شود. تا بتوان از آنها در لحظه مشخص استفاده کرد. (به بخشهاي ۸-۱-۲ و ۸-۲-۳ مراجعه شود) باین طریق دورهاي میله و پیشرویها تغییر داده می‌شوند، کلیه اطلاعات کاری مانند دورمیل، پیشروي، جهت ماشین کاری و فاصله ها روی يك محمل اطلاعات که اغلب يك نوار سوراخدار است ذخیره می‌شوند.

دستورات به كمك اعدادیا حروف بیان می‌شوند، به این جهت این نوع کنترل کنترل عددی نامیده می‌شود، با توجه به تغییرات دائمی شرایط کاری این نوع کنترل، کنترل حفاظتی با ارقام پیش داده متغیر نیز نامیده می‌شود.

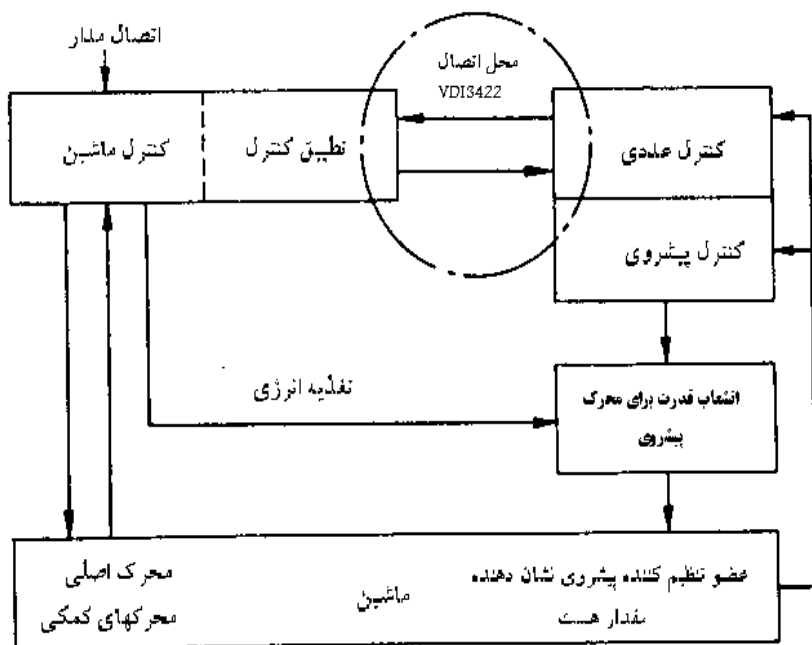
این نوع کنترل بدون اتصال کنتاکتی است، اطلاعات اتصالی و فاصله ای توسط نوار سوراخدار یا بطور فزاینده توسط کاست هاي مغناطیسی داده می‌شود. اتصال فاصله ای و اندازه گیری فواصل بوسیله سیستمهاي اندازه گیری فاصله دقیق انجام می‌گیرد. همانند آنچه در شکل ۱۰-۱۲ بصورت نمایش شماتیکی در ارتباط با اشکال ۱۰-۹ و ۱۰-۱۰ و ۱۱-۱۰ نشان داده شده است. توسط کنترل عددی با کاهش

زمانهاي فرعی، تولید بمراتب اقتصادي ترسريهاي كوچك امکان پذیر شده است.



شکل ۱۰-۱۲: تعویض مسیر و اندازه گیری
مسیر توسط یک سیستم اندازه گیری فاصله

استقرار یک محل ارتباط سیستم کنترل ماشین در یک ماشین کارکنترل
عددی طبق رهنمودهای VDI در شکل ۱۰-۱۳ نمایش داده شده است.



شکل ۱۰-۱۳: نقشه مدار برای محل اتصال مابین سیستم کنترل عددی (NC) و ماشین

این محل ارتباط اتصال کنترل های عدي مختلف بريك ماشین خاص را
ساده تر مي نمايد، این رهنمود نامبرده بخصوص مناسب بامشینهای
ابزار با کنترل نقطه اي ، فاصله اي و کنترل پیوسته مي باشد،
این رهنمود سیگنال های سیستم اندازه گیری و کنترل پیشروی ،
تعویض سیگنال مابین کنترل عددی و دستگاههای نمایش و راه اندازی
خارجی را بررسی نمی کند.

ساختار برنامه های ماشینهای کارکنترل عددی در DIN-NORM (DIN66025)
مورخ ژانویه ۱۹۸۳) توضیح داده شده است.

ساختار برنامه های کنترل ماشینهای کارکنترل عددی هماهنگ شده است. این هماهنگی ویژه برای ماشینهای ابزارکنترل نقطه ای، فاصله ای و پیوسته انجام گرفته است. اعداد کلیدی برای شرایط فاصله و عملکردهای اضافی و معانی آنها در این استاندارد تعیین شده و توضیح داده می شود.

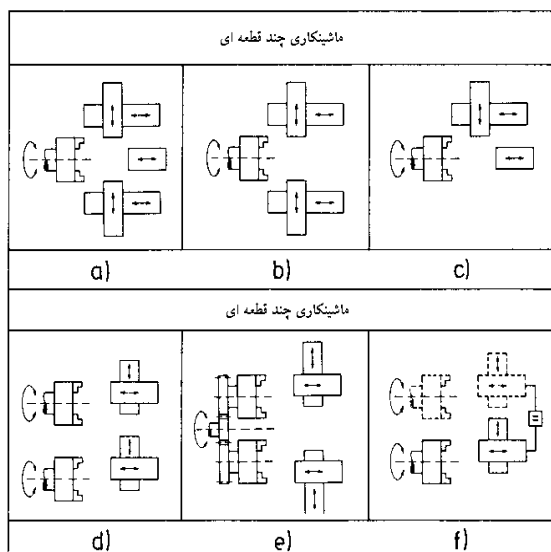
کنترل CNC :

در کنترل CNC (Computer Numerical Control) کلیه عملکردهای کنترل و تنظیم توسط محاسبه کوچک (Mini Computer) قابل برنامه ریزی آزاد، انجام می گیرد. این نوع کنترل که برای عملکردهای کنترل پیچیده و گسترده بطور مثال مسائل اینترپولاسیون توسعه پیدا کرده است، امروزه بطور فزاینده در ماشینهای ابزارکار می رود. رایانه اطلاعات را توسط یک نوار سوراخدار یا کاست مغناطیسی می گیرد.

مسئولیت کارهای محاسباتی رایانه بیشتر و بیشتر به سهولت میکروپروسسور ها گذاشته می شود، علاوه بر امتیازات اقتصادی، ساختمان کوچک این واحدهای محاسب نیز بآن اضافه می شود، سیستم کار شامل کلیه اطلاعات درمورد روند کنترل یا روند ماشینکاری نیز می باشد. محاسب کوچک (Mini Computer) نه تنها عملیات اصلی یک کنترل عددی را بلکه علاوه بر آن بطوری انعطاف پذیر سایر وظایف اضافی را نیز انجام می دهد. این انعطاف پذیری توسط کاربرد برنامه های رایانه ای یعنی توسط نرم افزار ایجاد می شود که با آنها کلیه عملکردهای کنترل برنامه ریزی می شود. باین وسیله برای ماشینهای ابزار مختلف کاربرد سیستم کنترل های یکسانی امکانپذیر می شود، برنامه کاری نرم افزار در این صورت برای هر ماشین متناسب با مسئله کنترل تعیین می شود.

استفاده از یک سیستم کنترل CNC مشترک برای چندین ماشین مختلف امکان پذیر است و در کنار امتیازات اقتصادی محاسن کاربردی نیز به آنها اضافه می شود زیرا کنترل عملیات کاری را می توان روی یک تابلو متمرکز کرد. در شکل ۱۰-۱۴ شش نوع ماشین تراش مختلف نمایش داده شده است که با وجود ساختاریکسان دستگاههای کنترل سخت افزار (یک کنترل CNC شش محوری) دارای سیستم های کاری CNC

مختلف متناسب با نوع ماشین می باشند. برای هرسیستم میزاین امکان وجود دارد تا یا از يك ذخیره برنامه CNC بطورمشترك یا ازدوذخیره برنامه NC بطورجداگانه استفاده کرد.



شکل ۱۰-۱۴: شش نوع ماشین تراش باسیستم کنترل یکسان و سیستم کاری مختلف

a- ماشین تراش ۲ میزی با محور موقعیت یابی اضافی

b- ماشین تراش ۲ میزی

c- ماشین تراش یک میزی با محور موقعیت یابی اضافی

d- ماشین تراش ۲ میزی برای ماشینکاری قطعات مختلف

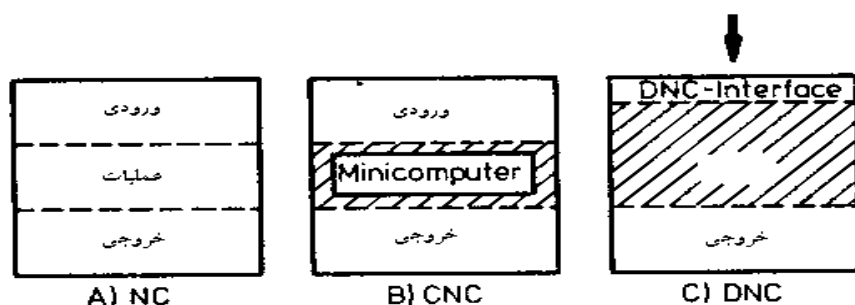
E - ماشین تراش ۲ میزی برای ماشینکاری قطعات یکسان

F - ماشین تراش یک میزی با کنترل مقادیرمست- بایست

کنترل DNC :

کنترل DNC (Direct Numerical Control) برای کنترل همزمان چندین ماشین طراحی شده است. تعریف این نوع کنترل طبق رهنمودهای VDI 3424 بشرح زیراست : "DNC سیستمی است برای هدایت مستقیم دستگاه محاسب چندین ماشین کارکنترل عددی توسط يك محاسب دیجیتال". درشکل ۱۰-۱۵ کنترل های NC ، CNC و DNC با هم مقایسه شده اند، درکنترل NC کلیه اطلاعات کنترل روی يك محمول برنامه (نوارسوراخدار، کاست مغناطیسی) ذخیره شده و به Input تحویل داده می شود، عملیات محاسباتی توسط گروه اتصالات استاندارد شده انجام میگیرد که بین یکدیگر سیم پیچی شده اند. درکنترل CNC کلیه اطلاعات کنترلی توسط يك مینی رایانه که بطورآزاد قابل برنامه ریزی است انجام میگیرد.

در کنترل DNC مینی رایانه توسط يك محاسب بزرگ خارجي جایگزین می شود (شکل ۱۰-۱۵). توانایی آن چنان تعیین می شود که بتواند Input و عملیات چندین ماشین ابزار را بعهده بگیرد.



شکل ۱۰-۱۵: مقایسه انواع کنترل NC، CNC و DNC

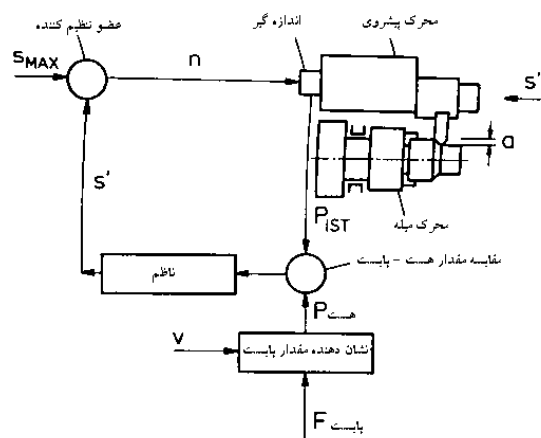
سیستم های ACC تکنولوژیکی (تنظیم مرزی) :
سیستم های ACC (Control Constraint Adaptive) هدایت سیستم روندهای کاری را امکان پذیر نموده و به این جهت موجب افزایش کارایی سیستم های تولیدی می شوند، این سیستم ها روند کاری را طبق ارقام بایست ازپیش تعیین شده که می توانند ارقام حدی عملکردهای مرزی باشند تنظیم می کنند.

اگر بطور مثال بعنوان مقدار حدنیروی تراش قابل تحمل به ابزار فرض شود، در این صورت پیشروی تابع عمق تراش توسط تنظیم مرزی چنان تغییر داده می شود که نیروی تراش ثابت بماند، در این نوع تنظیم ابزار ماشین توسط ثابت نگهداشتن نیروی تراش در مقابل بارگذاری اضافی محافظت می شود با کاهش زمان تراش می توان کارایی را افزایش داد.

سیستم های ACC بعنوان سیستم تنظیم های اضافی برکنترل های NC، CNC، DNC تطبیق داده می شود. در مثال شکل ۱۰-۱۶ تنظیم مرزی نشان داده شده است. برای تشریح این شکل می توان نمایش اصولی يك سیستم تنظیم در شکل ۱۰-۲ را نیز بررسی نمود.

بعنوان کمیت تنظیمی x از قدرت براده برداری $P_{س}$ استفاده می شود. این کمیت به کمک حداکثر نیروی تراش اصلی مجاز F و سرعت تراش

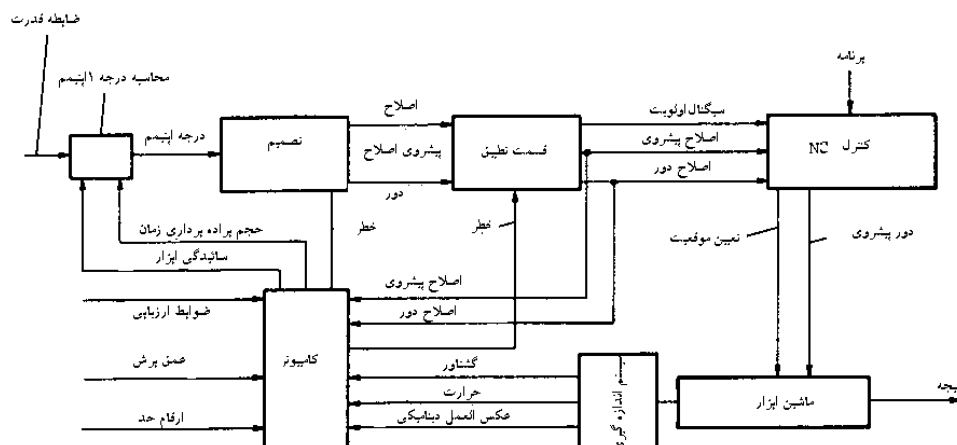
V_c از پیش تعیین شده محاسبه می شود. مقدار هست $P_{\text{هست}}$ با حداکثر قدرت موتور مجاز $P_{\text{ست}}$ مقایسه شده و تفاضل $P_{\text{ست}} - P_{\text{بایست}}$ به ناظم داده می شود. سرعت پیشروی f' کمیت ناظم است. بطوریکه پیشروی f_{max} بطور مستمر بر عمق تراش a_p تطبیق داده می شود، تا به این طریق مفیدسازی قدرت ماشین به حداکثر ممکن برسد. فاصله تنظیم ماشین ابزار است که از محرک پیشروی و محرک میله تشکیل شده است، Sensor برای تنظیم پیشروی، واحد اندازه گیر نیرویی است که روی محمل ابزار در جریان نیرو قرار دارد. کمیت هدایتی آن بصورت حداکثر نیروی تراش اصلی F_c از پیش تعیین می شود. کمیت ورودی فاصله دور n میله پیچ محرک پیشروی می باشد.



شکل ۱۰-۱۶: سیستم ACC هنگام تراشکاری

سیستم های ACO تکنولوژیکی (تنظیم بهینه سازی) سیستم های ACO (Adaptive Control Optimization) کاربرهینه سازی را در محدوده تولید بعهده دارند، اهداف بهینه سازی می توانند دقت کاری، هزینه تولید یا میزان تولید باشند.

از بخش اصولی محاسباتی می دانیم که در سرعت های تراش بالاتر زمان کاری کوتاه تر می شود اما ابزار نیز سریعتر کند شده و موجب افزایش هزینه ابزار و زمان تعویض ابزار می شود، با بکارگیری سیستم های ACO تعیین مستمر شرایط تراش بهینه و تنظیم آن امکان پذیر شده و در نتیجه حداقل هزینه تولید ایجاد می شود. در مثال شکل ۱۰-۱۷ تنظیم بهینه سازی توضیح داده می شود.



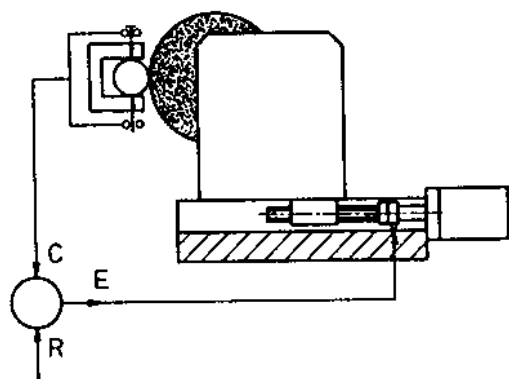
در سیستم ACO ساخت شرکت بندیکس درجه بهینه‌سازی حجم براده (درواحد زمان) و سرعت سائیدگی ابزاردریک ماشین فرز NC محاسبه می‌شود. حجم براده تابع عمق تراش، عرض درگیری ابزار، پیشروی و دورمیل بوده و سائیدگی ابزاری تابع سرعت تراش، درجه حرارت تیغه و گشتار میل می‌باشد.

سیستم های **ACG** هندسی (کنترل ابعاد) :

می‌باشد، کمیت‌های مزاحم عبارتند از بی دقتی های هندسی و لقی راه‌گاه‌ها و تکیه‌گاه‌ها و همین‌طور تغییرشکلهای حرارتی و مکانیکی قطعات کار و ابزار. تاثیر کمیت‌های مزاحم در طول ماشینکاری تغییر می‌کند. به این جهت وظیفه

سیستم های ACG ثابت نگهداشتن مقداربایست تعیین شده برای موقعیت نسبی قطعات کاروابزار میباشد. به این وسیله میتوان به دقت بیشتری برای ابعاد وفرم رسید که تابع خصوصیات قطعات پیش ساخته نیستند.

سیستم‌های ACG دارای سیستم اندازه‌گیری برای اندازه‌گیری مستقیم یا غیرمستقیم قطعات قبل از، در حال و یا بعد از ماشینکاری بوده و همینطور دارای یک سیستم تنظیم برای اصلاح موقعیت نسبی مابین قطعه و ابزار می‌باشند. در شکل ۱۰-۱۸ یک سیستم ACG برای اندازه‌گیری مستقیم قطعه در حین ماشینکاری بایک ماشین سنگ خارجی نمایش داده شده است.

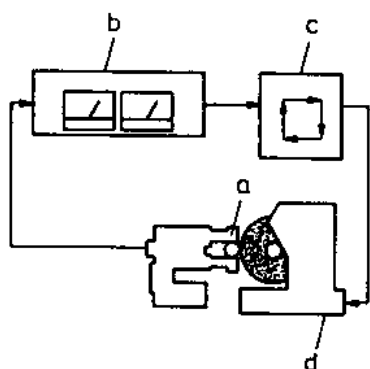


شکل ۱۰-۱۸: سیستم ACG برای اندازه

گیری مستقیم قطعه در حال ماشینکاری

مقدار هست کمیت تنظیم C (عملکردی که تابع نیروی براده برداری است) با مقدار بایست کمیت تنظیم R مقایسه شده و تفاوت E بعنوان انحراف تنظیم توسط ناظم به تنظیم‌کننده یعنی دستگاه تنظیم ماشین سنگزنی هدایت می‌شود. خواسته همیشه کوتاهتر شدن زمان ماشینکاری و افزایش کیفیت قطعات ماشینکاری شده موجب توسعه کنترل ابعاد الکترونیکی شده است، شرکت‌های کنترل در اغلب موارد با مشارکت و همکاری سازنده‌های ماشین و با توجه به کلیه شرایط خاص سیستم‌های کنترل ابعاد خوبی را طراحی نموده‌اند. بخصوص برای ماشینکاری سنگزنی، زیرا خواسته‌های دقت در این نوع ماشینها از نظر کیفیت بسیار بالا است. در شکل ۱۰-۱۹ اصول یک

سیستم کنترل ابعاد برای اندازه‌گیری مستقیم قطعه کار در حین ماشینکاری نمایش داده شده است.

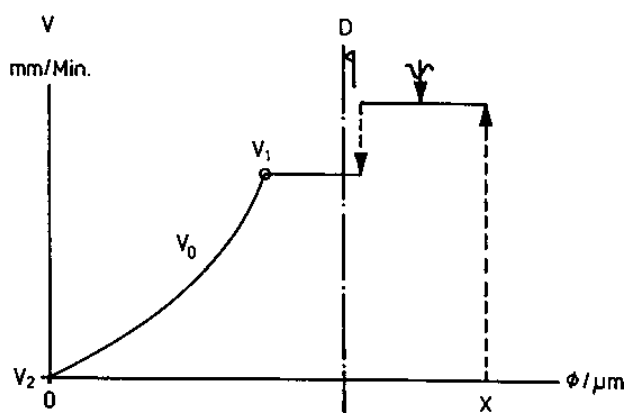


دستگاه‌های اندازه‌گیری "a" برای ماشین سنگ‌زنی ابعاد قطعه کار را در حین ماشینکاری ضبط و در دستگاه‌های الکترونیکی "b" و "c" ارزیابی نموده و سیگنال‌های لازم برای تعویض سرعت پیشروی و برای قطع و برگرداندن صفحه سنگ، را به دستگاه تنظیم صفحه سنگ "d" می‌فرستند.

در صورت کاربرد در ماشینهای سنگزنی دستی ابعاد اندازه‌گیری شده در يك دستگاه نمایش واحد الكترونيك بطور لحظه‌اي توسط ماشینکار خوانده می‌شود. این اندازه‌ها شامل کلیه اطلاعات لازم برای روند ماشینکاری دستی می‌باشد، سر ابزارهای اندازه‌گیری بر حسب فرم قطعات کار استاندارد شده‌اند. به این صورت اندازه‌گیری‌هایی برای کنترل قطرهای خارجی با سطوح صاف یا منقطع، برای قطرهای داخلی با سطوح صاف یا منقطع، برای کنترل فاصله محوری مابین دو جناح (لبه) و غیره وجود دارند.

در اندازه‌گیری غیرمستقیم، سیستم کنترل سر اندازه‌گیر را وقتی که صفحه سنگ در يك موقعیت ابتدائي مشخصي نسبت به اندازه بایست قطعه کار قرار گرفته راه‌اندازی می‌کند. ابعاد قطعه‌ایکه به این نحو بدست‌آمده با موقعیت لبه جلوئی صفحه سنگ مقایسه شده و کورس سریع صفحه سنگ راه‌اندازی می‌شود، صفحه سنگ با يك سرعت پیش‌روی v_1 قابل پیش‌انتخاب با قطعه کار تماس پیدا می‌کند (شکل ۱۰-۲۰).

سرعت نهائی مطلوب v_2 که با آن ابعاد بایست قطعه کار حاصل می‌شود را می‌توان مانند سرعت v_1 توسط یئانسومتر تنظیم نمود.



شکل ۱۰-۲۰: سرعت تنظیم‌کننده تابع فاصله تنظیم در روش اندازه‌گیری مستقیم

سیستم کنترل تابع این دو سرعت‌های پیشروی، تابع ابعاد کلی و تابع ابعادی که توسط دستگاه‌های اندازه‌گیر بدست آمده‌اند سرعت پیشروی v را بدست می‌دهد. به این وسیله سرعت پیشروی تابع براده برداری شده و ابعاد بایست بصورت یک منحنی پیوسته با سرعت نهائی معین ماشینکاری می‌شود.

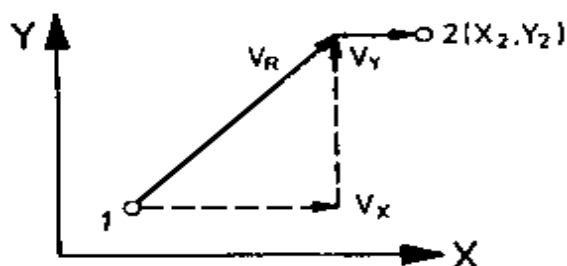
۱۰-۳- انواع کنترل در سیستم‌های کنترل عددی

سه نوع کنترل وجود دارد: کنترل نقطه‌ای، کنترل خطی و کنترل پیوسته

۱۰-۳-۱- کنترل نقطه‌ای:

در نوع کنترل نقطه‌ای (Position Control System) هنگام حرکت میز ابزار درگیر نمی‌باشد. مابین حرکت دو میز

ارتباط عملکردی وجود ندارد. از نقطه ۱ ابتدا همزمان در دو جهت حرکت انجام می‌گیرد (شکل ۱۰-۲۱).



شکل ۱۰-۲۱: کنترل نقطه‌ای

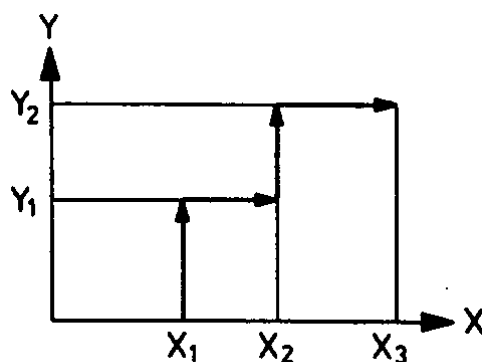
چون هر دو حرکت (بعنوان بردارهای سرعت v_x و v_y نمایش داده شده) معمولاً با سرعتی مساوی انجام می‌گیرد، مسیر ابزار برآیند (v_R) ایجاد می‌شود که تحت زاویه 45° نسبت به محور مختصات x قرار دارد. اگر یکی از دو مسیر حرکتی داده شده بزرگتر از دیگری باشد (در شکل ۱۰-۱۰ فاصله x)، پس از رسیدن به مقدار مختصات در

جهت y حرکت در x تا رسیدن به نقطه ۲ ادامه پیدا می‌کند، محرک‌های دو محور پیشروی را همزمان قطع می‌کنند، تا میز که با سرعت کاهش یافته (کورس خلاص) به نقطه ۲ نزدیک می‌شود به نقطه هدف رسیده، اما از آن عبور نکند، سپس میله‌های محرک هر دو محور پیشروی ترمز می‌شوند.

در بعضی از ماشین‌ها ثابت کردن میز روی مسیرهای راه‌گاہ نیز بآن اضافه می‌شود بعد از آن است که حرکت پیشروی در جهت z راه‌اندازی می‌شود. این نوع کنترل در ماشین‌های ابزار مسیر صلیبی با میله اصلی قائم مانند ماشین‌های سوراخکاری مختصاتی بکار می‌رود.

۱۰-۳-۲- کنترل خطی:

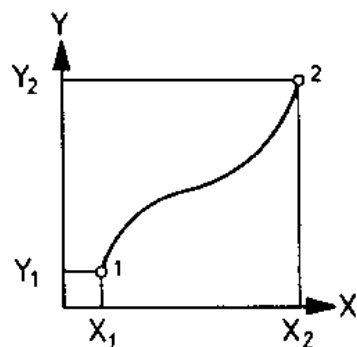
در کنترل خطی (Straight Cut Control System) ابزار در یکی از جهت‌های محورهای مختصاتی درگیر می‌شود (شکل ۱۰-۲۲).



شکل ۱۰-۲۲: کنترل خطی

در اینجا هم مانند کنترل نقطه‌ای ارتباط عملکردی مابین دو حرکت میز وجود ندارد، در حالیکه در یک جهت مختصاتی ماشینکاری می‌شود، محرک مختصات دیگر قطع می‌باشد، میله محرک قطع شده، ترمز شده و در اغلب موارد همزمان میز را نیز ثابت می‌کنند. این نوع کنترل برای تراشکاری قطعات استوانه‌ای شکل و هنگام فرزکاری در دو جهت مختصاتی (یکی بعد از دیگری) بکار می‌رود.

در نوع کنترل پیوسته (Contouring Control System) يك ارتباط عملکردی کاملاً دقیقی مابین حداقل دو جهت حرکتی وجود دارد (شکل ۱۰-۲۳).



شکل ۱۰-۲۳: کنترل پیوسته

چون ابزار در حین حرکت همزمان در دو جهت (یا بیشتر) محوری درگیر می‌باشد این نوع کنترل برای ماشینکاری، تراشکاری و فرزکاری مقاطع هندسی بکار می‌رود، افزایش قیمت کنترل پیوسته نسبت به کنترل نقطه‌ای و خطی تا حدی توسط ساده‌تر شدن ماشین جبران می‌شود، زیرا عملکردهای ترمز گرفتن میله محرک و ثابت کردن میز حذف می‌شود.

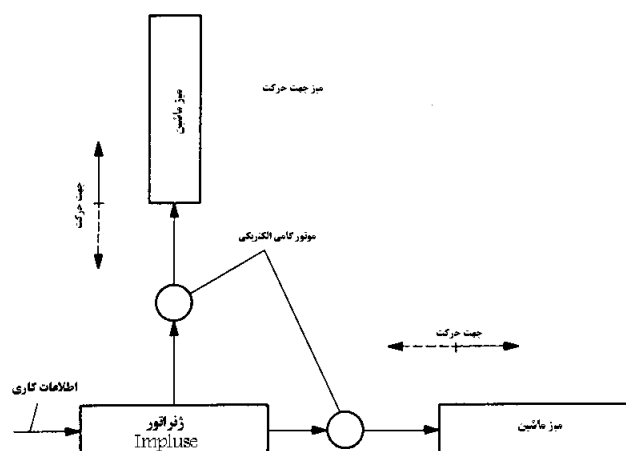
۱۰-۴- فواصل تأثیر در کنترل عددی:

مابین فواصل تأثیر باز و بسته تفاوت قائل شده‌اند که هر يك باختصار توضیح داده می‌شود.

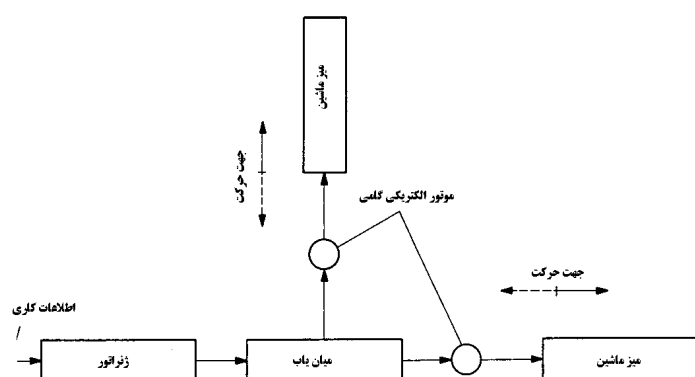
۱۰-۴-۱- فاصله تأثیر باز

فاصله تأثیر باز يك خط کنترل است، زیرا در اینجا خروجی تأثیر برگشت بر ورودی کنترل ندارد، به این جهت اصول سیستم کنترل نمایش داده شده در شکل ۱۰-۱ برای فاصله تأثیر باز نیز معتبر است. هر سه نوع کنترل توضیح داده شده در بخش ۱۰-۳ می‌توانند در فاصله تأثیر باز بکار روند.

در شکل ۱۰-۲۴ يك سیستم فاصله تأثیر باز بصورت کنترل نقطه‌ای و در شکل ۱۰-۲۵ به صورت کنترل خطی نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۰-۲۴: مدار جریان سیگنال برای کنترل خطی و کنترل نقطه‌ای در فاصله تأثیر باز



شکل ۱۰-۲۵: مدار جریان سیگنال برای کنترل پیوسته در فاصله تأثیر باز

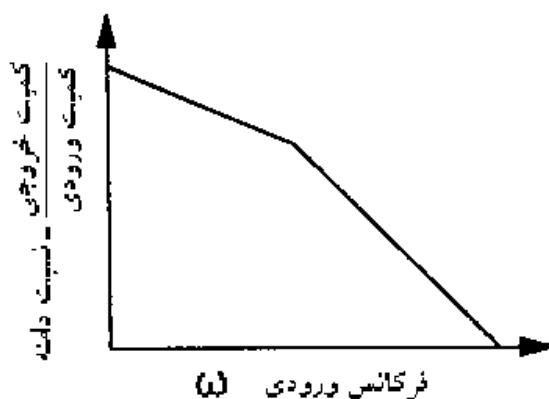
در کنترل نقطه‌ای و خطی هر دو محور توسط موتورهای گامی الکتریکی به حرکت درمی‌آیند که مستقیم توسط یک دستگاه کنترل الکتریکی، یعنی توسط ژنراتور Impulse با Impulse تغذیه می‌شوند. در کنترل پیوسته مابین ژنراتور Impulse و موتور گامی یک اینترپولاتور نیز قرار داده می‌شود. اینترپولاتور یا ژنراتور انتهایی وظائف زیر را به عهده دارد:

- اینترپولاسیون منحنی‌های خطی، پارابولی و دایره‌ای و سایر منحنی‌های مشابه.

- تقسیم سرعت مماسی به قسمت سرعتهای تلتک میزهای ماشین.
- کنترل مؤلفه‌های سرعت برای حفظ ارتباط عملکردی.

از اشکال ۱۰-۲۴ و ۱۰-۲۵ مشهود است که در سیستم فاصله تأثیر باز، کنترلی در مورد فواصل طی شده توسط میز وجود ندارد. هر Impulse دریافت شده با یک چرخش مربوطه شافت محرك موتور گامی الکتریکی و با کورس مربوطه ماشین جواب داده می شود.

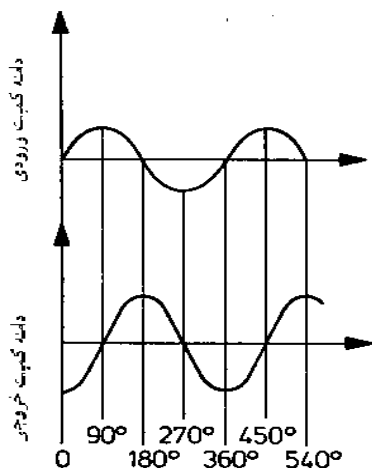
اگر کمیت ورودی سینوسی شکل باشد، کمیت خروجی نیز یعنی حرکت میز ماشین نیز سینوسی شکل می باشد، اگر کمیت ورودی چنان تغییر داده شود که با دامنه ثابت فرکانس ورودی افزایش پیدا کند، دامنه کمیت خروجی یعنی حرکت میز کاهش می یابد. این به آن معنی است که نسبت دامنه (کمیت خروجی به کمیت ورودی) بطور معکوس متناسب با فرکانس ورودی می باشد (۱۰-۲۶).



شکل ۱۰-۲۶: نسبت دامنه تابع فرکانس ورودی برای فاصله تأثیر باز

در بسیاری از سیستم ها می توان در محدوده فرکانس های ورودی کوچکتر یک تغییر فاز مابین دامنه های کمیت ورودی و خروجی ایجاد کرد (شکل ۱۰-۲۷).

در اینگونه موارد می توان گفت که کمیت خروجی به میزان 90° "پس فاز" دارد. در اینجا بطور مثال فرض بر این است که کمیت ورودی سینوسی شکل باشد. تا نشان داده شود که کمیت خروجی سینوسی شکل است و تنها یک تغییر فاز به کمیت ورودی نشان می دهد. حرکت های میز سینوسی شکل اما در عمل بندرت پیش می آید.



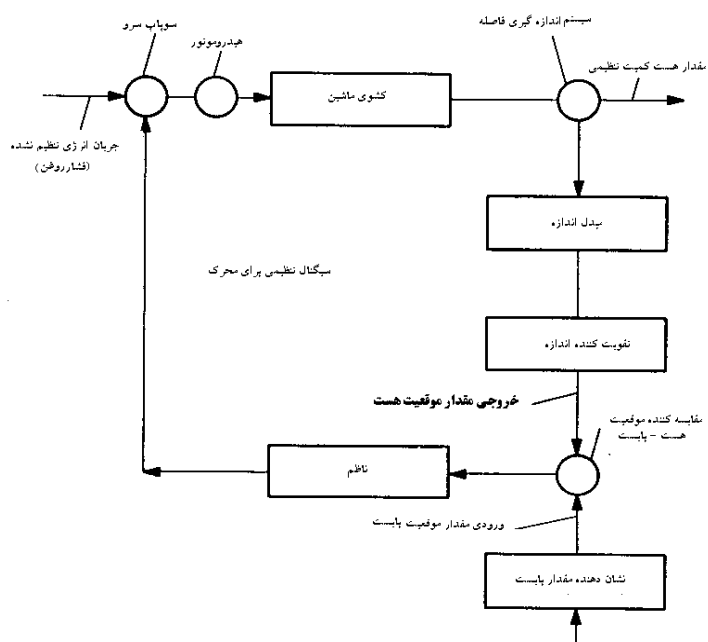
شکل ۱۰-۲۷: تغییر فاز مابین دامنه کمیت‌های ورودی و خروجی

۱۰-۴-۲- فاصله تأثیر بسته:

فاصله تأثیر بسته را می‌توان به صورت یک مدار قطع و وصل یا بصورت مدار تنظیم طراحی نمود.

مدار قطع و وصل: اگر سیستم‌های اندازه‌گیری فاصله‌ای بکار روند که حرکتها را قطع کرده یا تغییر دهند و اگر مقایسه‌کننده تنها وقتی سیگنال بفرستد که مقادیر بایست و هست با هم برابر باشند. نوع مداری داریم که تأثیری مشابه یک سیستم کنترل دارد. اینگونه فواصل تأثیر بسته را می‌توان بر حسب نوع کنترل بصورت نقطه‌ای یا خطی طراحی نمود. بطور مثال حرکت از نقطه‌ای به نقطه دیگر انجام گرفته و هنگام رسیدن به مقدار بایست در جهت x و در جهت y هر دو حرکت توسط سیستم‌های اندازه‌گیر قطع می‌شوند. با این روش می‌توان قطع‌های بمراتب دقیق‌تری در مقایسه با دقیق‌ترین قطع‌کننده‌های نهایی ایجاد نمود. اکنون می‌توان در ادامه مانند کنترل نقطه‌ای و خطی توضیح داده شده عمل کرد. یعنی میله محرک را ترمز کرده و میز را گیر داده و حرکت در محور سوم را راه‌اندازی نمود. برای مدارهای قطع و وصل می‌توان محرک‌های مرحله‌ای را بصورت موتورهای سه‌فاز و جعبه دنده با کلاچ‌های الکترومغناطیسی یا به صورت موتور هیدرولیکی تحقق بخشید. همینطور محرک‌های پیوسته بصورت موتورهای جریان یکسو یا هیدروموتور با سوپاپ سرو (Servo) نیز در بعضی موارد برای مدارهای قطع و وصل بکار رفته‌اند.

مدار تنظیم: اگر سیستمهای اندازه‌گیری فاصله به‌منظور خبررسانی موقعیت هست بکار می‌روند و اگر مقایسه‌کننده وقتی سیگنال ایجاد کند که مقادیر بایست و هست با هم مطابقت ندارند، در این صورت اینگونه فواصل تأثیر بسته مدار تنظیم نامیده می‌شوند. موقعیت میز ماشین اندازه‌گیری شده با مقدار بایست مقایسه و اختلاف آن توسط ناظم و به کمک عضو تنظیم تا یک حداقل اختلاف ممکن باقیمانده اصلاح می‌شود. در شکل ۱۰-۲۸ تحقق یک فاصله تأثیر بسته بصورت مدار تنظیم برای محرك پیشروی یک میز ماشین توسط یک هیدروموتور نمایش داده شده است. شکل ۱۰-۲۸ کاملاً با شکل ۱۰-۲ که در آن اصول یک سیستم تنظیم نشان داده شده است تطبیق دارد.

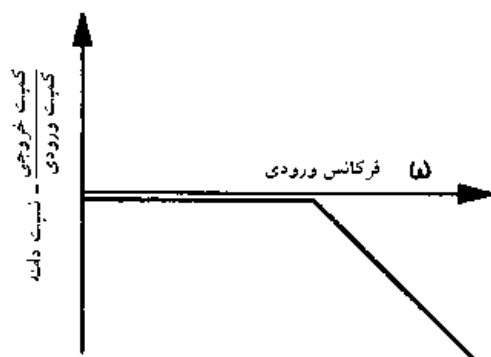


شکل ۱۰-۲۸: مدار جریان
سیگنال برای فاصله تأثیر
بسته

در مدارهای تنظیم فقط نوع کنترل پیوسته بکار می‌رود. محرك نیز بایستی پیوسته بوده و تغییر جهت را بسادگی امکان‌پذیر نماید. به این جهت برای اینگونه محركهای پیشروی موتورهای هیدرولیکی سروو بطور مثال موتورهای بال غلتکی و موتورهای جریان یکسوی سروو بکار می‌برند.

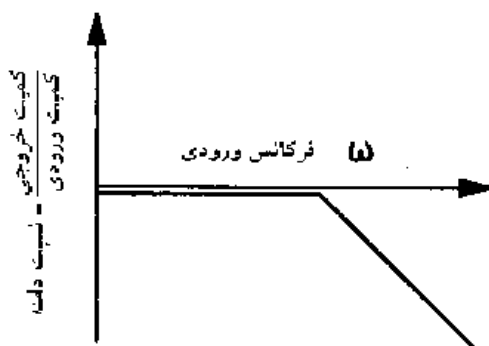
اگر کمیت ورودی چنان تغییر داده شود که برای دامنه ثابت، فرکانس ورودی افزایش پیدا کند، دامنه کمیت خروجی، یعنی حرکت میز تا يك مقدار معين فرکانس ورودی ثابت مانده و سپس با افزایش فرکانس کاهش پیدا می‌کند. این

آن معنی است که نسبت دامنه (کمیت خروجی به کمیت ورودی) ابتدا ثابت و سپس بطور معکوس متناسب با فرکانس ورودی می‌باشد (شکل ۱۰-۲۹).



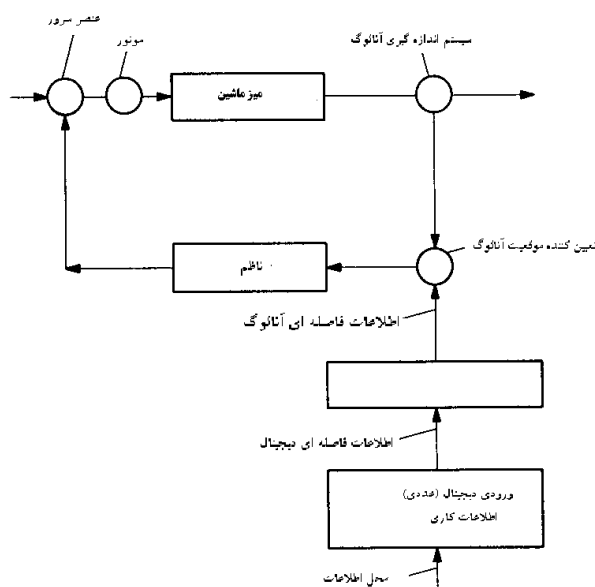
شکل ۱۰-۲۹: نسبت دامنه تابع فرکانس ورودی برای فاصله تأثیر بسته

در شکل ۱۰-۳۰ نسبت‌های دامنه و زاویه فاز تابع فرکانس ورودی برای سیستم‌های مختلف فواصل تأثیر باز و بسته نمایش داده شده است. عملکردهای نمایش داده شده در اشکال ۱۰-۲۶ و ۱۰-۲۹ خصوصیات نوعی دو فواصل تأثیر باز و بسته می‌باشند و بطور کامل با خصوصیات نشان داده شده در شکل ۱۰-۳۰ مطابقت می‌کنند.



شکل ۱۰-۳۰: نسبت دامنه و زاویه فاز تابع فرکانس ورودی برای فواصل تأثیر باز و بسته

مقایسه‌کننده موقعیت آنالوگ یک مدل قرار داده شود، تا سیگنال‌های عددی را به نوع آنالوگ تبدیل نماید.



شکل ۱۰-۳۲: مدار جریان سیگنال
برای مدار تنظیم با دریافت اندازه‌ها
بطور آنالوگ

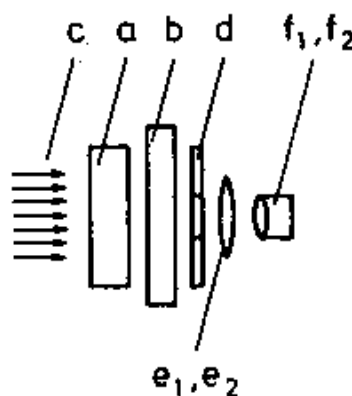
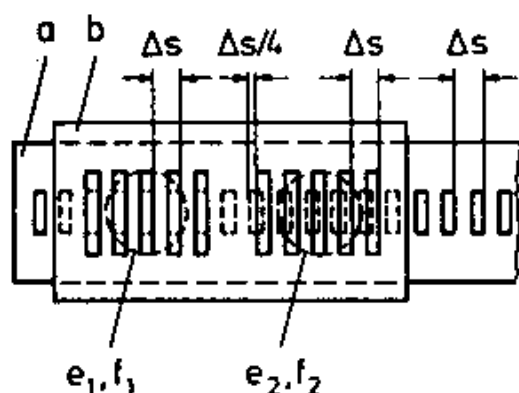
۱۰-۵-۲- روش‌های اندازه‌گیری افزایشی (Incremental) و مطلق (Absolute):

روش اندازه‌گیری در سیستم‌های اندازه‌گیری فاصله می‌تواند بطور افزایشی یا بطور مطلق باشد. در روش اندازه‌گیری افزایشی بدون وابستگی به اینکه ردیابی بطور الکترومکانیکی، فتوالکتریکی یا مغناطیسی باشد، هنگام ردیابی هر خط یک Impulse الکتریکی ایجاد شده و به یک شمارنده اضافه می‌شود. موقعیت میز توسط مجموع کلیه Impulse های ذخیره شده در لحظه اندازه‌گیری کنترل می‌شود.

اصول روش اندازه‌گیری افزایشی توسط یک ردیاب فتوالکتریکی در

۱۰-۳۳

داده
است.



شکل
نمایش
شده

شکل ۱۰-۳۳: اصول روش يك اندازه‌گیری افزایشی توسط يك گیرنده فتوالکتریکی

مقیاس خطی شفاف "a" با تقسیم‌بندی خطی Δs از مقابل سیستم شبکه ثابت "b" متشکل از دو شبکه دارای تغییر مکان نسبت به هم در جهت حرکت با همان تقسیم‌بندی Δs عبور می‌کند، منبع نور "c" از دیافراگم "d" بر مجموع عدسی‌های "e₁" و "e₂" و فتودیودهای "f₁" و "f₂" می‌تابد. در صورت وجود حرکتهای نوسانی می‌توانست در اثر خطای شمارش کل فاصله اشتباه اندازه‌گیری شود، زیرا موقعیت می‌توانست جمع کل رشد‌ها یا واحد فاصله‌ها کنترل می‌شود، حتی در حالت توقف می‌توانست نیز ممکن است Impulse‌های اشتباهی ایجاد شوند.

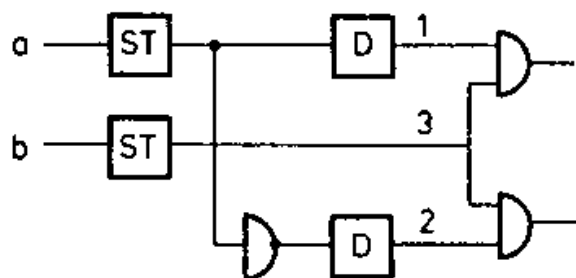
چون نوسانات نوعاً يك حرکت رفت و برگشت می‌باشند می‌توان این مشکل را بطور الکتریکی چنین حل نمود که حرکات فقط در يك جهت قابل ثبت باشند. يك مدار برای تفاوت‌گذاری حرکت به جلو و حرکت برگشت در شکل ۱۰-۳۴ نمایش داده شده است.

سیگنال‌های ورودی "a" و "b" نسبت به هم دارای تغییر فاز ۹۰° درجه‌ای می‌باشند سه کانال ۱ و ۲ و ۳ تشکیل داده می‌شود.

توسط اختلاف پتانسیل راست‌گوشه‌ای و تقسیم‌بندی يك Impulse راست گوشه به دو Impulse راست گوشه دارای ۱۸۰° اختلاف فاز با هم این یکدیگر متمایز

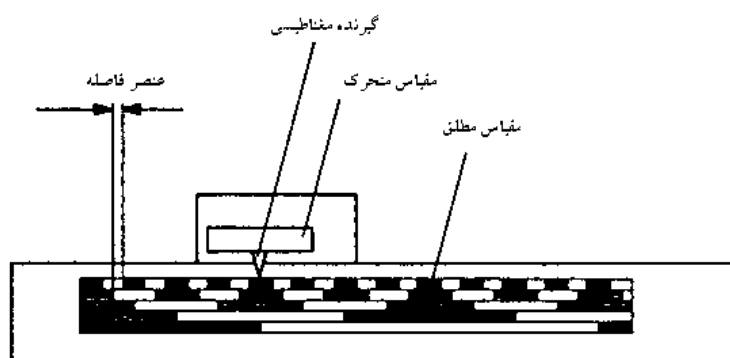
Impulse ها از

می‌شوند.



شکل ۱۰-۳۴: مدار اتصال به منظور تشخیص حرکت رفت و برگشت

در روش اندازه‌گیری مطلق (شکل ۱۰-۳۵) مقیاسی ثابت دارای کدبندی عددی است که توسط مقیاس متحرک ردیابی می‌شود. موقعیت میز در هر موضع بطور مستقیم و بدون وابستگی به فاصله طی‌شده ثبت می‌شود. این گونه سیستم‌های اندازه‌گیری فاصله ولی بسیار گران‌قیمت‌اند.



شکل ۱۰-۳۵: اصول یک روش اندازه‌گیری مطلق

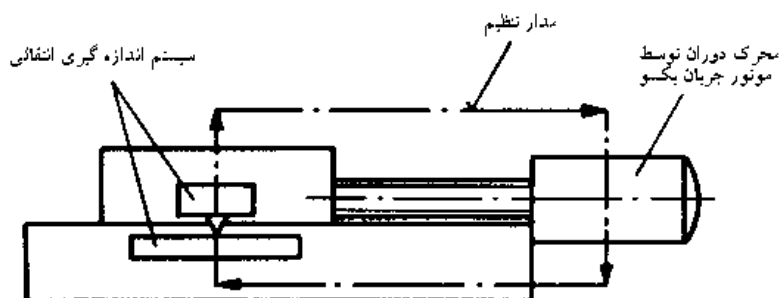
۱۰-۵-۳- روش‌های مستقیم و غیرمستقیم اندازه‌گیری فاصله

انتخاب مابین روش اندازه‌گیری فاصله مستقیم و غیرمستقیم بایستی با توجه به فرکانس رزنانس مکانیکی انجام گیرد (به بخش ۸-۲-۷ مراجعه شود).

خصوصیات استقرار سیستم‌های اندازه‌گیری فاصله روی ماشین و مشخصات اصلی آنها را باختصار توضیح می‌دهیم.

- روش مستقیم اندازه‌گیری فاصله، سیستم انتقالی اندازه‌گیری فاصله با محرک دورانی (شکل ۱۰-۳۶):

در این سیستم حرکت میز توسط یک موتور جریان یکسو یا هیدروموتور به کمک یک میله پیچ غلتکی ساچمه‌ای انجام می‌گیرد.



شکل ۱۰-۳۶: اندازه‌گیری مستقیم فاصله سیستم انتقالی اندازه‌گیری با سیستم محرک

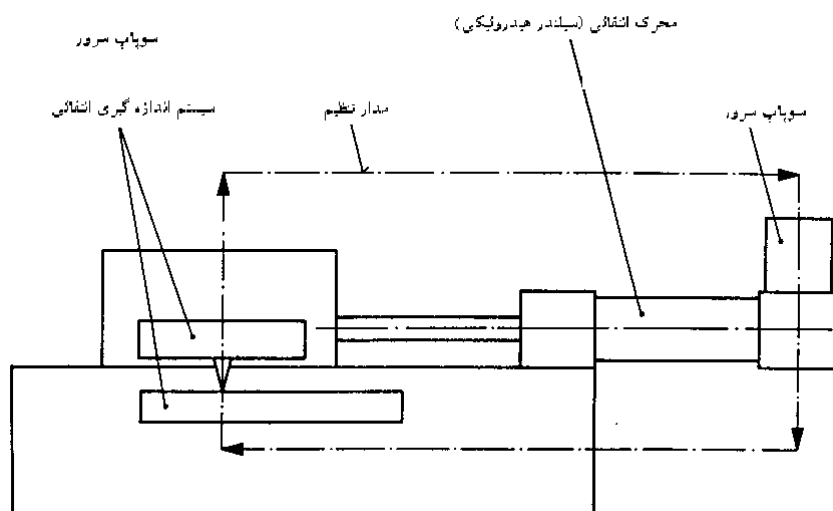
دورانی

سیستم اندازه‌گیری فاصله بصورت يك مقياس خطي است كه قسمت متحرك آن روي ميز و قسمت ثابت آن روي بستر سوار شده است. در اين سیستم قابليت تغييرشكل كليه اجزاء انتقال مكانیكي محرك پیشروی در داخل مدار تنظیم قرار دارند. اینگونه تغییرشکلهای الاستیکی مانند پیچش و تغییرشکل محوری میله‌پیچ غلتکی ساچمه‌ای، تغییر شکل محوری مهره و تغییرشکل محوری تکیه‌گاه عکس‌العمل دینامیکی محرك پیشروی را تعیین می‌کنند. اما تأثیری بر اندازه‌گیری ندارند، به این جهت میله غلتکی ساچمه‌ای با گام بسیار دقیق و تکیه‌گاه محوری ثابت محرك در این سیستم لازم نیستند. هنگام آزمایش فرکانس رزونانس مکانیکی محرك پیشروی بایستی کلیه تغییرشکلهای نامبرده را محاسبه نمود (به بخش ۸-۲-۷ مراجعه شود).

- روش مستقیم اندازه‌گیری فاصله، سیستم انتقالی اندازه‌گیری فاصله با محرك انتقالی (شکل ۱۰-۳۷):

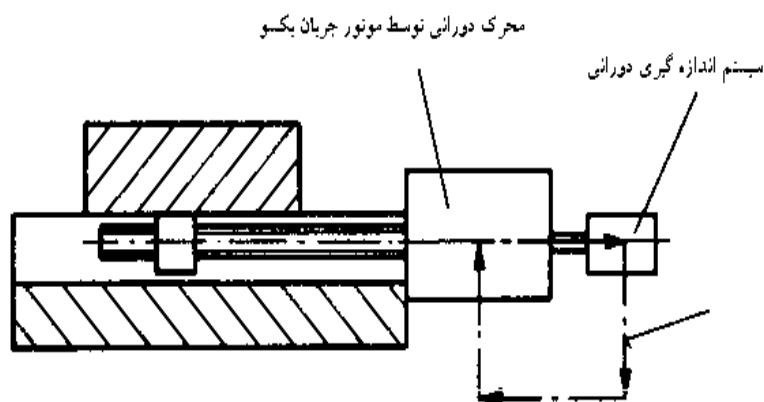
در این نوع محرك پیشروی، میز بطور مستقیم توسط سیلندر هیدرولیکی به حرکت می‌آید. تغییرشکل‌پذیری دسته پیستون که

تأثیری بر اندازه‌گیری اعمال نمی‌کند و تغییرشکل‌پذیری هیدرولیکی ستون روغن داخل مدار تنظیم قرار دارند (به بخش ۸-۲-۵ مراجعه شود).



شکل ۱۰-۳۷: اندازه‌گیری مستقیم فاصله، سیستم انتقالی اندازه‌گیری با سیستم محرك انتقالی

-روش غیرمستقیم اندازه‌گیری فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری فاصله در موتور با محرك دورانی (شکل ۱۰-۳۸):



شکل ۱۰-۳۸: اندازه‌گیری غیرمستقیم فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری فاصله در موتور با سیستم محرك دورانی

در این نوع محرك، پیشروی توسط موتور جریان یکسو ایجاد شده (یا هیدروموتور) و سیستم اندازه‌گیری فاصله دورانی بطور مستقیم روی موتور سوار می‌شود، تنها تغییر شکل‌پذیری مکانیکی که در داخل مدار تنظیم قرار دارد، پیچش شافت موتور است که سیستم اندازه‌گیری فاصله دورانی را بحرکت می‌آورد.

فرکانس مکانیکی رزناس طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_T \cdot g}{I}}$$

f - فرکانس رزناس مکانیکی

K_T - ضریب فنری پیچشی شافت محرك سیستم اندازه‌گیری دورانی

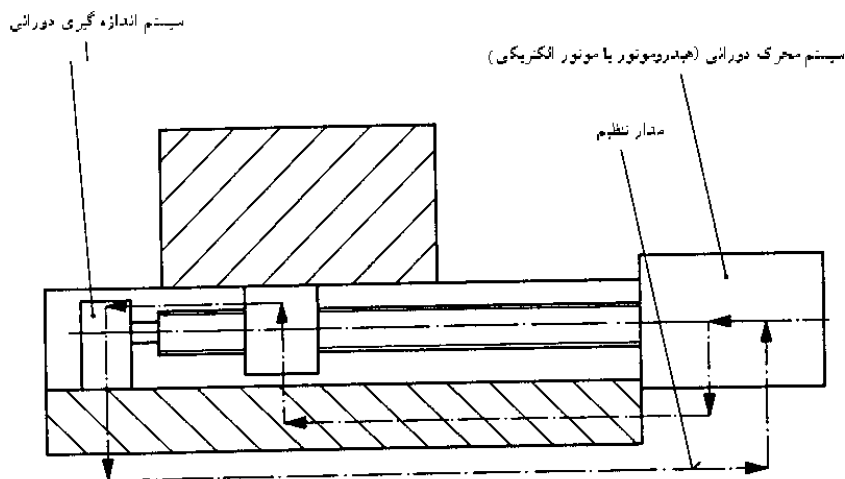
I - ممان اینرسی جرمی شافت محرك سیستم اندازه‌گیری دورانی

g - شتاب ثقل

در صورتیکه حرکت دورانی توسط يك هیدروموتور اعمال شود، بایستی فرکانس رزنانس هیدرولیکی را نیز کنترل نمود (به بخش ۸-۲-۴ مراجعه شود).

پیچش و تغییر شکل محوري میله پیچ غلتکی ساچمه‌ای، تغییر شکل محوري مهره و تغییر شکل تکیه‌گاه خارج مدار تنظیم قرار دارند، اما بر اندازه‌گیری تأثیر می‌گذارند، به این جهت میله پیچ ساچمه‌ای با گام بسیار دقیق، تکیه‌گاه محوري ثابت و محور و مهره پیش‌تنش‌گذاری شده در این سیستم ضروریند.

- روش غیرمستقیم اندازه‌گیری فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری فاصله در انتهای میله پیچ با محرك دورانی (شکل ۱۰-۳۹):
سیستم اندازه‌گیری دورانی در این سیستم محرك پیشروی در انتهای میله پیچ قرار دارد. پیچش میله پیچ ساچمه‌ای و مهره تا سیستم اندازه‌گیری دورانی داخل مدار تنظیم قرار داشته و بر اندازه‌گیری اثر می‌گذارند. به این جهت میله پیچ ساچمه‌ای با گام بسیار دقیق لازم می‌باشد.

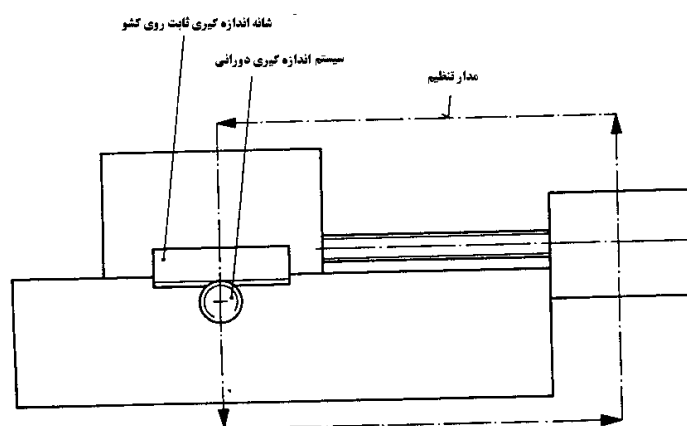


شکل ۱۰-۳۹: اندازه‌گیری غیرمستقیم فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری فاصله

دورانی در انتهای میله با سیستم محرك دورانی

- روش غیرمستقیم اندازه‌گیری فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری فاصله توسط پی‌نیون يك چرخ‌دنده-شانه اندازه‌گیری (شکل ۱۰-۴۰):
کاملاً بدون وابستگی باینکه آیا محرك دورانی یا انتقالی است، کلیه تغییرشکلهای الاستیکی محرك پیشروی داخل مدار تنظیم قرار

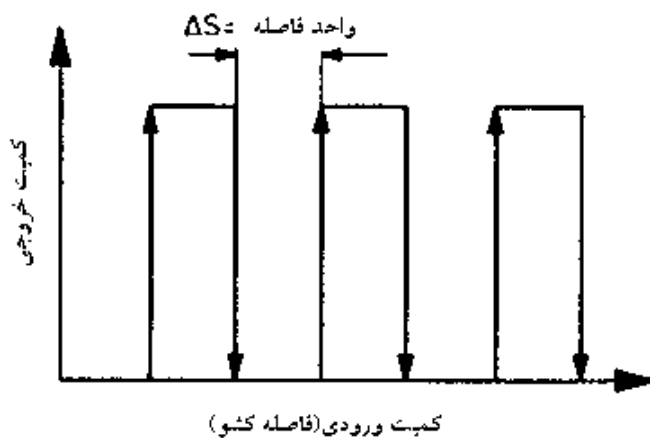
دارند. اما بر اندازه‌گیری تأثیر نمی‌کنند و اندازه‌گیری تنها تابع دقت فرم پی‌نیون و چرخ‌دنده-شانه می‌باشد.



شکل ۱۰-۴۰: اندازه‌گیری غیرمستقیم فاصله، سیستم دورانی اندازه‌گیری روی پی‌نیون یک شانه اندازه‌گیری

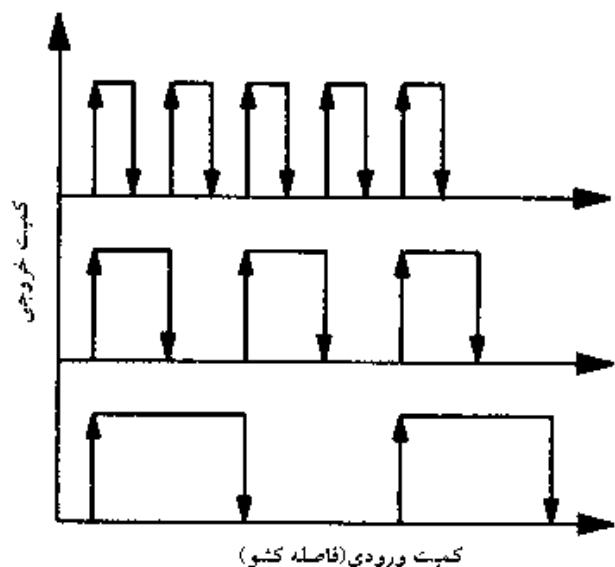
۱۰-۵-۴- منحنی سیستم‌های اندازه‌گیری فاصله:

این منحنی‌ها تابعیت مابین کمیت ورودی یعنی فاصله طی‌شده توسط میز و کمیت خروجی (بطور مثال اختلاف پتانسیل الکتریکی) را نشان می‌دهند. منحنی در روش اندازه‌خوانی دیجیتال و روش اندازه‌گیری افزایشی در شکل ۱۰-۴۱ نشان داده شده است، که می‌توان آن را با دستگاه‌های اندازه‌گیری فاصله فتوالکتریکی تحقق بخشید.



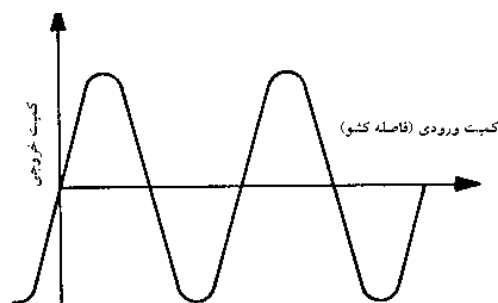
شکل ۱۰-۴۱: منحنی در روش اندازه‌خوانی دیجیتال و روش اندازه‌گیری افزایشی (Incremental)

منحنی برای اندازه‌خوانی دیجیتالی و روش اندازه‌گیری مطلق در شکل ۱۰-۴۲ نمایش داده شده است. وقتی چندین مقیاس Incremental بطور همزمان با هر بار رشد فاصله‌ای دابل با هم مرتبط شوند، روش اندازه‌گیری افزایشی به روش اندازه‌گیری مطلق تبدیل می‌شود، اینگونه منحنی‌ها را می‌توان با دستگاههای اندازه‌گیری الکترومکانیکی، فتوالکتریکی و مغناطیسی تحقق بخشید.



شکل ۱۰-۴۲: منحنی در روش
اندازه‌خوانی دیجیتال و روش
اندازه‌گیری مطلق (Absolute)

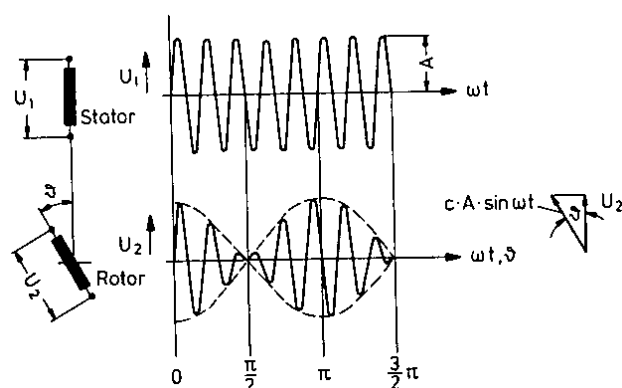
با روش اندازه‌خوانی آنالوگ و روش اندازه‌گیری افزایشی منحنی شکل ۱۰-۴۳ بدست می‌آید، که آنرا می‌توان توسط یک نشاندهنده دورانی (Resolver هم نامیده شده است) ایجاد نمود. اینگونه دستگاههای اندازه‌گیری، اندازه‌گیری‌های زاویه‌ای القایی هستند.



یعنی واحدهای فاصله‌ای دورانی به اختلاف پتانسیل تبدیل می‌شوند. در بعضی از دستگاهها سیم‌پیچ استاتور و در بعضی از آنها روتور توسط اختلاف پتانسیل تغذیه می‌شوند.

شکل ۱۰-۴۳: منحنی برای اندازه‌خوانی آنالوگ و روش اندازه‌گیری افزایشی

نوع عملکرد يك نشاندهنده دوراني در شكل ۴۴-۱۰ نمایش داده شده است.



شكل ۴۴-۱۰: نوع عملکرد يك نشاندهنده دوراني

اگر استاتور با اختلاف پتانسیل متناوب زیر تغذیه شود:

$$U_1 = A \cdot \sin \omega t$$

در روتور توسط جریان مغناطیسی، پتانسیل:

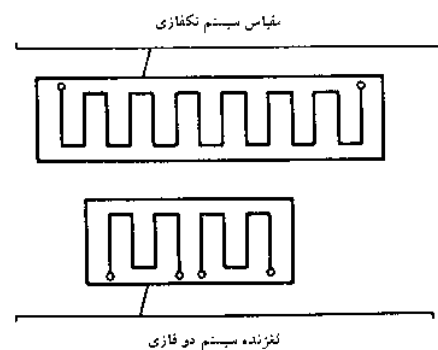
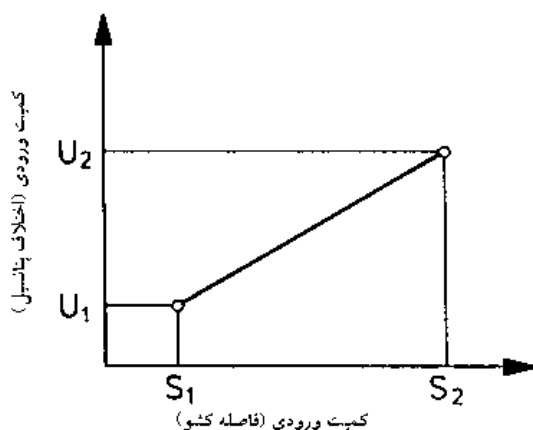
$$U_2 = (C \cdot A \cdot \sin \omega t) \cos \phi$$

با فرکانسی مساوی القاء میشود، در این رابطه C ضریب ثابت تابع تعداد حلقه‌های سیم‌پیچ است. آرایش سیم‌پیچی استاتور و روتور رسم شده در شکل ۴۴-۱۰ (هر دو يك فاز) به منظور روشن شدن نوع کار نشان‌دهنده دوراني انتخاب شده است. این ترکیب در غیر اینصورت کاربرد عملی دیگری ندارد. اغلب ترکیباتی از استاتورهای دو-سه یا پنج فازی و روتورهای يك یا دو فازی بکار می‌روند، يك ترکیبی که بیشترین کاربرد را دارد، از يك استاتور دو فازی و يك روتور يك فازی تشکیل شده است و Resolver نامیده می‌شود. در این نشان‌دهنده دوراني سیم‌پیچهای روتور (سیم‌پیچ اولیه) تغذیه می‌شود. سیم‌پیچی ثانویه در استاتور است.

Inductosyne نیز بر اساس اندازه‌خوانی آنالوگ و روش اندازه‌گیری افزایشی کار می‌کنند (شكل ۴۵-۱۰). اینها می‌توانند بصورت

دستگاههای اندازه‌گیری انتقالی (Linear-Inductosyn) یا بصورت دستگاههای اندازه‌گیری دورانی (Round-Inductosyn) طراحی شوند. وظیفه استاتور بعهد لغزنده متحرك و وظیفه روتور بعهده مقیاس عددي ثابت است. لغزنده و مقیاس عددي توسط يك شیار هوا از هم جدا شده‌اند که در تمام طول بایستی ثابت بماند، قابلیت دقت (Linear-Inductosyn) تا μm و در (Round-Inductosyn) ۱ تا ۳ ثانیه قوسي است.

منحني براي اندازه‌خواني آنالوگ و روش اندازه‌گیری مطلق در شکل ۱۰-۴۶ نمایش داده شده است. این منحني را می‌توان توسط پتانسیومتر تحقق بخشید، زیرا در آن ارتباط خطي مابین پتانسیل و کورس وجود دارد، منحني کاملاً واضح و به این جهت مطلق است.



شکل

شکل ۱۰-۴۵: شماتیک يك Inductosyn

۱۰-۴۶: منحنی در اندازه‌گیری آنالوگ مطلق

۱۰-۶-عکس‌العمل دینامیکی مدار تنظیم تکیه‌گاهی
عکس‌العمل دینامیکی هر يك از قطعات يك ماشین مفصل‌تر در بخش
های ۷-۲، ۴-۳-۲ و
۸-۲-۷ بررسی شده‌اند. عکس‌العمل دینامیکی خود ماشین نیز در بخش
۹ بررسی شد.

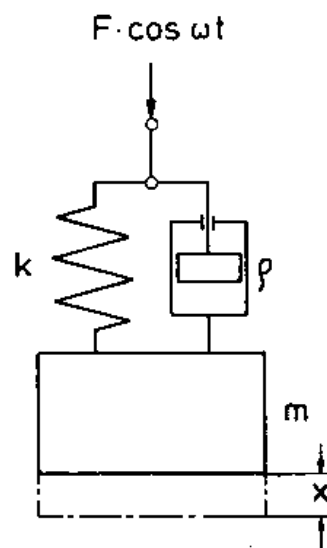
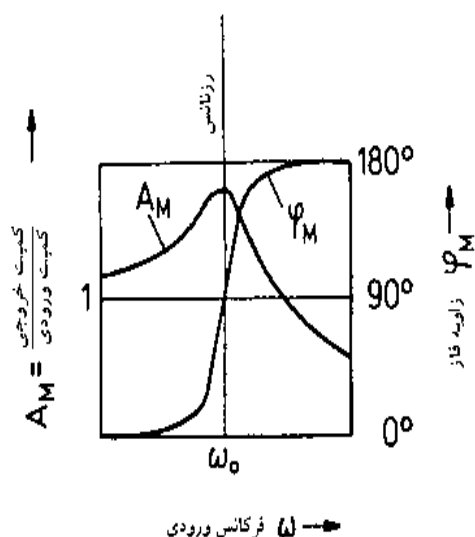
در این بخش عکس‌العمل دینامیکی کل سیستم ماشین- کنترل یا محرك پیشروی - کنترل را بررسی می‌کنیم.

در اینجا از بررسی محاسباتی عکس‌العمل دینامیکی سیستم انتقال صرف‌نظر شده، زیرا بخاطر پیچیدگی بالای ریاضی تنها در موارد بسیار ساده انجام‌پذیر می‌باشد.

۱۰-۶-۱- منحنی فرکانس ماشین

ماشین، یعنی میز ماشین که کورسهای آن تنظیم می‌شود را می‌توان بطور ساده بصورت یک نوسان‌کننده یک جرمی به جرم m نمایش داد. که توسط یک نیروی $F \cdot \cos \omega t$ تحریک می‌شود (شکل ۱۰-۴۷) از بخش ۹-۱-۲ می‌دانیم که این حالت نوسانی از نوع اجباری با نوع تحریک مشابه است.

برای فرکانس محرک ω کوچک کمیت ورودی، دامنه کمیت خروجی (حرکت میز) و کمیت ورودی (تحریک) برهم منطبقند، در صورت افزایش فرکانس محرک (فرکانس ورودی) فرکانس، ایجاد می‌شود که در آن ω دامنه کمیت خروجی به ماکزیمم خود می‌رسد. با یک افزایش دیگر فرکانس محرک به دامنه کمیت خروجی می‌رسد. با افزایش بیشتر فرکانس محرک کمیت خروجی عقب‌تر از کمیت ورودی می‌ماند و یک تغییر فاز داریم.



شکل ۱۰-۴۷: میز یک ماشین بصورت یک نوسان کننده ساده

شکل ۱۰-

۴۸: منحنی فرکانس ماشین

نمایش داده شده است

در شکل ۱۰-۴۸ طبق این توضیح نسبت دامنه و زاویه فاز تابع فرکانس ورودی نشان داده شده که منحنی فرکانس یا دیاگرام Bode نامیده می‌شود.

۱۰-۶-۲- منحنی فرکانس سیستم کنترل

تنها قطعات مکانیکی و هیدرولیکی از خود تغییر شکل پذیری نشان نمی‌دهند، بلکه اجزاء الکتریکی نیز دارای مقاومتهای القایی، خازن و اهم هستند که موجب کندي زمانی و ضایعاتی مابین کمیت‌های ورودی و خروجی می‌شوند.

منحنی‌های فرکانسی فواصل تأثیر بسته و باز یا سیستم کنترل در بخش‌های ۱۰-۴-۱ و ۱۰-۴-۲ (اشکال ۱۰-۲۶ و ۱۰-۲۹ و ۱۰-۳۰) مفصل‌تر بررسی شده‌اند.

برای سیستم کنترل باز گفته شد که نسبت دامنه بطور معکوس متناسب با فرکانس ورودی است (اشکال ۱۰-۲۶ و ۱۰-۳۰). برای سیستم کنترل بسته مشخص شد که نسبت دامنه با افزایش فرکانس ورودی تا یک مقدار معین فرکانس ورودی ثابت مانده و با ادامه افزایش فرکانس ورودی کاهش پیدا می‌کند (اشکال ۱۰-۲۹ و ۱۰-۳۰).

۱۰-۶-۳- منحنی‌های فرکانسی سیستم ماشین- کنترل

هر مدار تنظیم تکیه‌گاهی یک سیستم مرکبی است متشکل از ماشین و سیستم کنترل. منحنی فرکانس این سیستم مرکب که برای مدار تنظیم تکیه‌گاهی تعیین‌کننده است، از منحنی فرکانس ماشین و سیستم کنترل استنتاج می‌شود.

نسبت دامنه برآیند (اندیکس MS) از ضرب یک‌یک نسبت دامنه‌ها در هم بدست می‌آید:

$$A_{MS} = |A_M| \cdot |A_S|$$

نسبت دامنه برآیند را می‌توان از جمع‌کردن در مقیاس لگاریتمی نیز بدست آورد:

برآیند زاویه فاز به کمک جمع ترسیمی تکتک زاویه فازها بدست می‌آید.

$$\varphi_{MS} = \varphi_M + \varphi_S$$

M - ماشین

S - سیستم کنترل

M_S - ماشین-کنترل

برحسب منحنی فرکانس ماشین (شکل ۱۰-۴۸) و سیستم کنترل (شکل ۱۰-۳۰) می‌توان برآیند منحنی فرکانس سیستم مرکب ماشین - کنترل را بطور ترسیمی تعیین کرد. در شکل ۱۰-۴۹ روش ترسیمی نشان داده شده است.

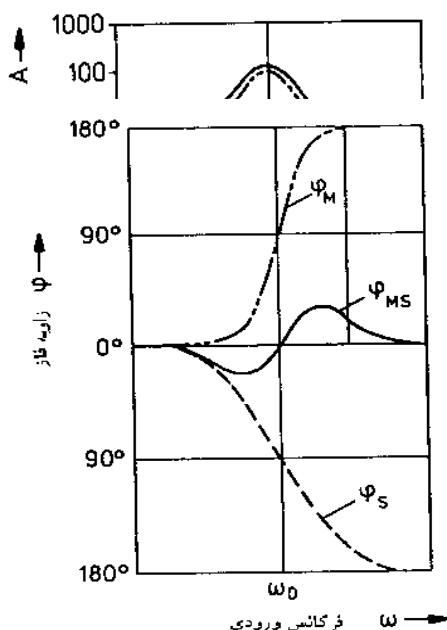
۱۰-۶-۴- ضوابط ثبات مدار تنظیم تکیه‌گاهی:

نوع منحنی فرکانس سیستم ماشین - کنترل تعیین می‌کند، آیا مدار تنظیم تکیه‌گاهی از نظر دینامیکی پایدار یا ناپایدار است. ضوابط پایداری به این قرارند:

- برای فرکانس ورودی که در آن نسبت دامنه برابر یک است. بایستی زاویه فاز کوچکتر از 180° باشد.

این ضابطه را چنین نیز می‌توان بیان کرد:

- برای یک زاویه فاز بزرگتر یا مساوی 180° ($\varphi \geq 180^\circ$) بایستی نسبت دامنه کوچکتر از یک باشد.

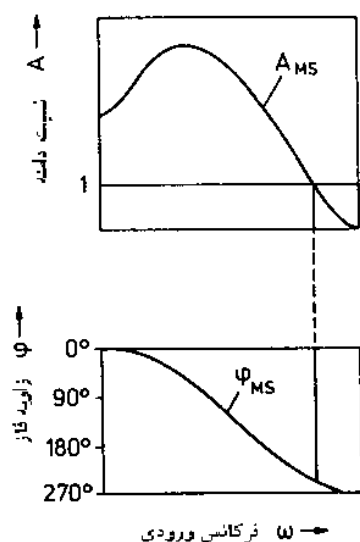


شکل ۱۰-۴۹: روش ترسیمی تعیین منحنی فرکانس یک سیستم ماشین - کنترل

--- ماشین تنظیم
 --- سیستم ترکیبی
 ——— ماشین تنظیم

طبق این ضابطه سیستم مرکب نمایش داده شده در شکل ۱۰-۴۹ از نظر دینامیکی پایدار است.

یک سیستم ناپایدار از نظر دینامیکی بعنوان مثال در شکل ۱۰-۵۰ نشان داده شده است.



شکل ۱۰-۵۰: سیستم بطور دینامیکی ناپایدار است.

منحنی‌های فرکانسی بطور عملی توسط اندازه‌گیری فرکانس بدست آمده‌اند.

۱۰-۷- مثال آموزشی:

در یک محرك پيشروي به كمك يك موتور جريان مستقيم، روش اندازه‌گیری فاصله مستقیم طبق شکل ۱۰-۳۶ در نظر گرفته شده است. اجزاء محرك مکانیکی طبق شکل ۸-۱۷ بایستی چنان طراحی شده باشند که فرکانس رزونانس مکانیکی پيشروي کمتر از حداقل مجاز $60 [S^{-1}]$ باشد.

تعیین شده، توسط شرکت سازنده سیستم کنترل NC نشود، به این جهت از فرکانس رزونانس سیستم را کنترل می‌کنند.

ارقام فنی این سیستم محرك پیشروی همان مقادیر بکاررفته در مثال محاسباتی بخش ۸-۲-۷ هستند. تغییرات طراحی در صورتیکه لازم باشند می‌توانند در قطر میله‌پیچ ساچمه‌ای و تکیه‌گاه اعمال شوند. راه حل:

تغییرات طراحی لازمند. زیرا با این سیستم محرك پیشروی فرکانس رزونانس پیش‌بینی شده می‌توان ایجاد نمود. $[S^{-1}]$ ۶۰ را

به این جهت قطر میله‌پیچ ساچمه‌ای و قطر داخلی یاتاقان تغییر داده می‌شوند:

$$d_s = 0.070[m]$$

$$d_L = 0.060[m]$$

ضریب فنری محوری میله‌پیچ برابر است با:

$$K_s = \frac{d_s^2 \pi E}{4l} = \frac{0.07^2 \times \pi \times 2.1 \times 10^{11}}{4 \times 1/485}$$

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi d_2} = \frac{0.01}{\pi \times 0/272} = 0/0442 \Rightarrow \alpha = 2/5314^\circ$$

تعیین مجموع $(\rho + \alpha)$:

$$\alpha + \rho = 2/5314^\circ + 0/2865^\circ = 2/8179^\circ$$

محاسبه نیروی پیشروی میز:

$$F_V = \frac{2M}{d_2 \cdot \tan(\alpha + \rho)} = \frac{2 \times 49/7}{0.072 \times \tan 2/8179^\circ} = 28048/1 \quad [N]$$

ضریب فنری یاتاقان ساچمه‌ای محوری در وضعیت بدون لقی چنین تعریف می‌شود:

$$K_{Lo} = 1/7 \times d_L^{0.96} \times F_V^{0/1} = 1/7 \times 60^{0.96} \times 2804/81^{0/1} = 191/54 \quad [KP/\mu m]$$

مقاومت یاتاقان در وضعیت پیش تنش گذاری شده حدود ۵۰٪ بیشتر است:

$$K_L = 1/5 \times 191/54 = 287 \quad [KP/\mu m] = 28/7 \times 10^8 [N/m]$$

ضریب فنری محوری مهره نیز بزرگتر شده و برابر است با:

$$K_M = 200[KP/\mu m] = 20 \times 10^8 [N/m]$$

محاسبه ضریب فنری محوری برآیند محرک پیشروی:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_M} = \frac{1}{5/4 \times 10^8} + \frac{1}{28/7 \times 10^8} + \frac{1}{20 \times 10^8} = 2/7 \times 10^9, K = 3/703 \times 10^8 \left[\frac{N}{m} \right]$$

فرکانس طبیعی مدار مکانیکی برابر است با:

$$\omega = \sqrt{K/m.g/10} = \sqrt{\frac{3/703 \times 10^8 \times 9/81}{2265 \times 10}} = 400/49 [S^{-1}]$$

فرکانس رزونانس محرک پیشروی با میله پیچ ساچمه ای و تکیه گاه

تقویت شده برابر است با:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega = \frac{1}{2\pi} \times 400/49 = 63/74 [S^{-1}]$$

تغییرات طراحی نامبرده کافی است، تا مقاومت اجزاء محرک پیش بینی شده توسط شرکت های کنترل NC را حفظ نمود. چون اندازه گیری فاصله بطور مستقیم است، میله ساچمه با دقت گامی بسیار بالا ضروری نیست.

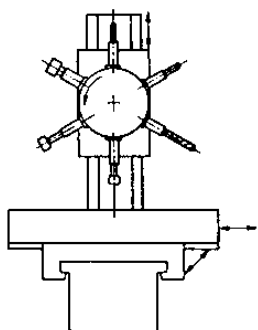
ابزارها براي اتوماسيون ماشينهاي ابزار

براي اتوماسيون ماشينهاي ابزار، ابزارهاي خودكار تعويض ابزار، تعويض سرمته و تعويض پالتهها بكار ميروند.
۱-۱۱- تعويض ابزار

در ماشينهاي ابزار كنترل عددي و در مراكز ماشينكاري بايستي امکان ذخيره ابزارهاي مختلف وجود داشته باشد تا هر يك از آنها بتواند در لحظه مناسب در اختيار قرار گيرند. به اين نحو زمانهاي فرعي يك مركز ماشينكاري در مقايسه با ماشين ابزار يونيورسال کوتاهتر ميشود، اين كوتاهي زمان فرعي موجب كوتاهي زمان كاري قطعه شده و در نتيجه قسمت درصد زمان برش نسبت به زمان قطعه افزايش پيدا ميكند. به اين جهت سيستمهاي تعويض ابزار مختلفي را در اين بخش معرفي مينمائيم. ابتدا به سيستمهاي ميپردازيم كه در سر دستگاه داخل مخزن قرار دارند.

۱-۱-۱۱- رولور بصورت مخزن ابزار

شكل ۱-۱۱ يك ماشين سوراخكاري با سرورولور را نشان ميدهد. در اين راه حل كليۀ ابزارها در از رولور محكم شده اند، دقت كاري ماشين بطور مستقيم تابع تقسيم بندي سرورولور ميشود. زمان دسترسي به سرورولور بسيار كوتاه بوده و حدود



۲ ثانیه می باشد. این سیستم فقط وقتی تعداد ابزارها کم باشد، مناسب است.

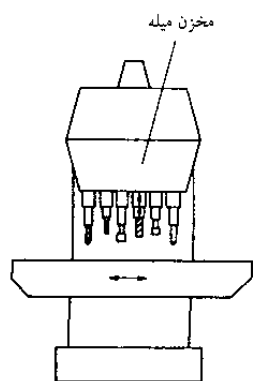
شکل ۱۱-۱: ماشین مته با سرورولور

۱۱-۱-۲- ماشین با مخزن سر دستگاه:

در شکل ۱۱-۲ یک ماشین مجهز به یک مخزن سردستگاه نشان داده شده است. در مخزن سردستگاه چندین میله کار قرار داده شده که در صورت نیاز به موضع کاری آورده شده و به محرك میله و محرك پیشروی متصل میشوند. میله اصلی که مجهز به ابزارهای تنظیم شده و آماده کار هستند را میتوان بطور دستی تعویض کرد. زمان تعویض ابزار در ابزارهاییکه دور از موضع کاری قرار دارند، در مقایسه با سرورولور طولانیتر است. طبق روش توضیح داده شده ماشینهایی با تعداد ۶ تا ۱۸ میله ساخته شده اند.

۱۱-۱-۳- ماشین با مخزن دوران مخروطی شکل

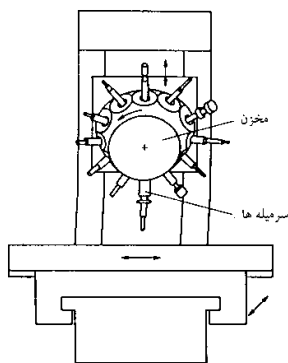
در شکل ۱۱-۳ یک ماشین مجهز به یک مخزن مخروطی شکل قابل دوران نمایش داده شده است. در مخزن چندین ابزار قرار دارند که در ابزارگیر سوار شده اند. ابزارگیرها در صورت لزوم در موضع کاری آورده شده و در سر دستگاه ثابت به یک سر محور (Center Sleeve) قابل تغییر مکان گیر داده میشود، زمان تعویض ابزار بسیار کوتاه بوده و مشابه ماشین سوراخکاری- سرورولور حدود ۲ ثانیه است. طبق این روش ماشینها با تعداد حدود ۱۲ ابزار ساخته شده اند.



شکل ۱۱-۲: ماشین با مخزن سرمیله ها

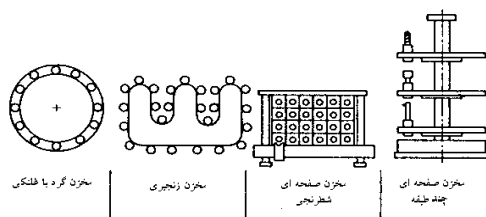
اکنون به سیستم‌هایی می‌پردازیم که مخزن در سردستگاه قرار داده نشده است. این مخزن‌ها یا در کنار ماشین سوار شده و یا روی ماشین محکم شده‌اند. اینگونه مخزنهای آزاد بصورت مخزن گرد، زنجیری، شطرنجی و یا چند طبقه ساخته می‌شوند (شکل ۴-۱۱) در اینصورت انتقال ابزارگیر از مخزن به میله اصلی می‌تواند به یکی از روشهای زیر باشد:

- روش آوردن توسط خود ماشین
- بطور دستی
- توسط دستگاههای تعویض ابزار



شکل ۱۱-۳:

ماشین با یک مخزن مخروطی قابل دوران

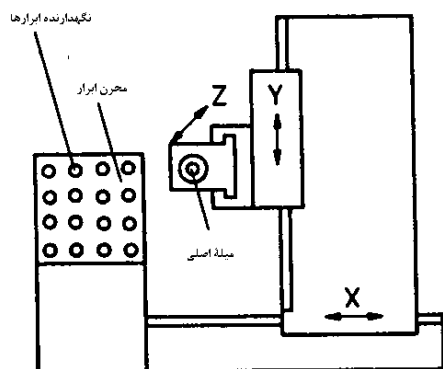


شکل ۱۱-۴:

انواع ساختمان مخزن ابزار

۱۱-۱-۴- روش آوردن

در روش آوردن، میله اصلی ماشین توسط حرکات خود در جهتهای x ، y و z گیره ابزار مطلوب را از مخزن می‌آورد (شکل ۱۱-۵).



شکل ۱۱-۵: تعویض ابزار طبق روش رفتن و آوردن

ابزارگیر در اینصورت توسط دستگاه محکمکن ابزار به میله محکم میشود و ماشین در موضع کاری قرار میگیرد، پس از اتمام کورس کار با این ابزار ماشین به مخزن برگشته و گیره را در مخزن قرار میدهد، تعداد ابزار این مخزن میتواند در این سیستم دلخواه زیاد باشد. برحسب استقرار ماشین و مخزن در اینجا زمان تعویض ابزار طولانیتر میشود.

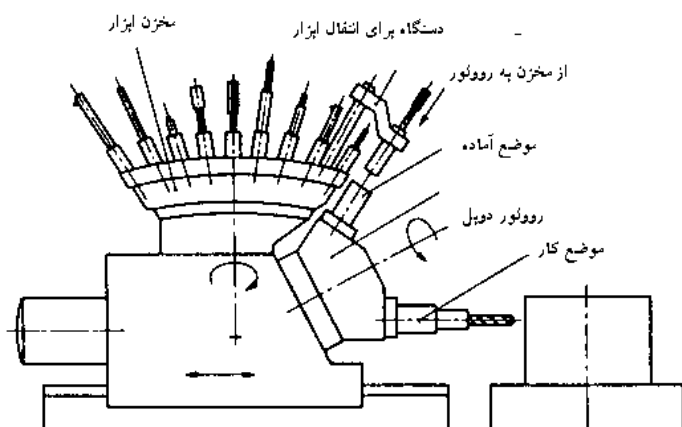
این سیستم برای ابزارهای سنگین غیرقابل دستگیر با وجود زمان تعویض طولانی بکار میرود، زیرا ساخت دستگاههای تعویض ابزار برای اینگونه مشکلات زیادی فراهم میکند.

۱۱-۱-۵- تعویض ابزار بطور دستی

در این سیستم ابزارگیر بطور دستی از مخزن خارج و روی میله اصلی سوار شده و توسط یک دستگاه محکم میشود. پس از اتمام کورس کار باز ابزارگیر بطور دستی از میله اصلی باز شده و در محل مخصوص آن در مخزن قرار داده میشود. تعویض ابزاری دستی نیز از اصول مشابه شکل ۱۱-۵ است. تعداد ابزار در مخزن در این سیستم نیز میتواند بدلیخواه زیاد باشد. زمان تعویض ابزار میتواند با استفاده ماهرانه کوتاه نگهداشته شود، اما خطر خطای سرویسکننده وجود دارد.

۱۱-۱-۶- تعویض ابزار غیر مستقیم توسط یک روولور

در این سیستم ابزارگیر از مخزن به میله بطور غیرمستقیم توسط یک روولور انتقال داده میشود. در شکل ۱۱-۶ یک ماشین که بر اساس این سیستم طراحی شده نمایش داده شده است.



شکل ۱۱-۶:

تعویض غیرمستقیم ابزار توسط

یک رولور

انتقال ابزار از مخزن به رولور در زمانی انجام می‌گیرد که ابزار دیگری که در رولور دویل قرار دارد درگیر کار می‌باشد. به این جهت زمان دسترسی فقط زمانی به حساب می‌آید که برای حرکت رولور دویل از موضع آمادگی به موضع کاری ضروری می‌باشد. این زمان حدود ۲ ثانیه است. طبق این روش ماشینها با ۳۰ ابزار در مخزن ساخته شده‌اند.

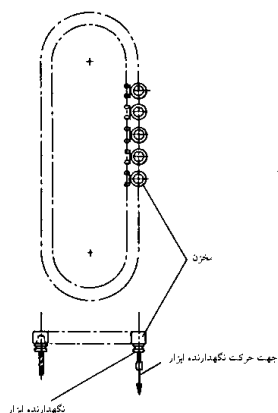
۱۱-۱-۷- تعویض ابزار مستقیم به کمک دستگاه تعویض ابزار

در این سیستم ابزارگیر از مخزن به میله بطور مستقیم توسط یک دستگاه تعویض ابزار انتقال داده می‌شود. این سیستم در مواردی هم تعویض ابزار مستقیم نامیده می‌شود که ابزار مابین مخزن و میله اصلی ابتدا به یک وضعیت آمادگی آورده می‌شود.

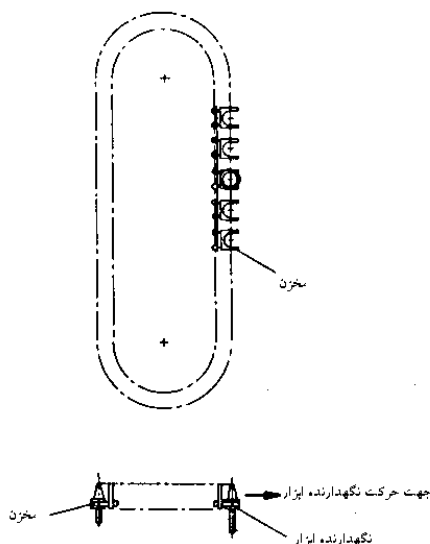
تعداد زیادی دستگاههای تعویض ابزار مختلف وجود دارند که طبق روش گیره دویل، گیره واسط و سیلندر انتقال کار می‌کنند. یک سیستم تعویض ابزار متناسب با نحوه استقرار ماشین، نوع انتقال ابزارگیر مخزن و نوع سوار کردن و استقرار گیره ابزار در مخزن و در گیره دستگاه تعویض ابزار انتخاب می‌شود.

انتقال ابزارگیر از مخزن:

ابزارگیر را می‌توان از مخزن بطور محوری (شکل ۱۱-۷) یا بطور شعاعی (شکل ۱۱-۸) بلند کرد.



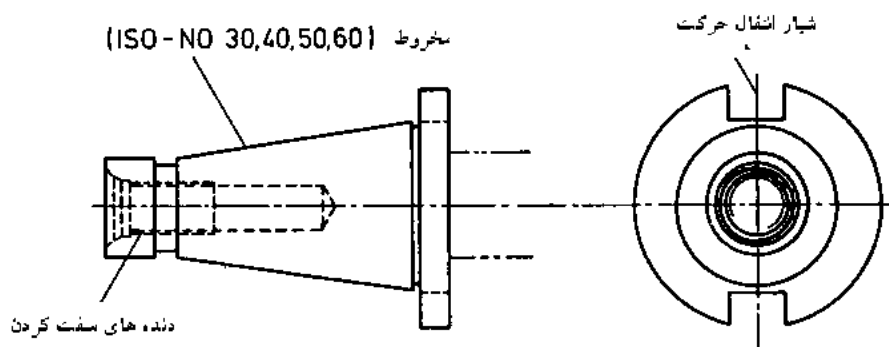
شکل ۱۱-۷: انتقال محوري ابزارگیر از مخزن



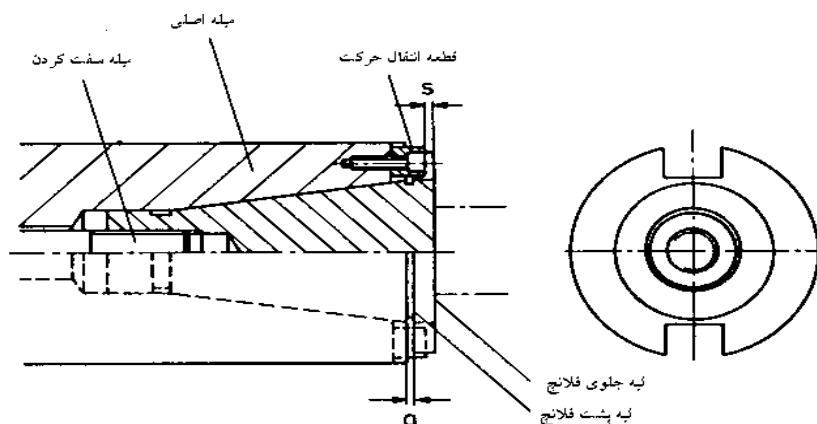
شکل ۱۱-۸: انتقال شعاعي ابزارگیر از مخزن

سوار کردن و استقرار ابزارگیر در مخزن، به گیره و روی میله اصلی: ابزارگیر بایستی در مخزن و در راه مابین مخزن و میله اصلی و روی میله اصلی با چنان اتصال فرمی گرفته شود که موقعیت ابزارگیر نسبت به اجزاء گیرنده آن کاملاً معین باشد. انواع ابزارگیرها زیاد و راه‌حلهای زیادی برای گرفتن و ایمن کردن آن در اجزاء گیرنده وجود دارد، اگر میله اصلی طبق استاندارد DIN ۲۰۷۹ به یک مخروط مجهز باشد، بایستی ابزارگیر بصورت شافت ابزار طبق استاندارد DIN ۲۰۸۰ طراحی شود. ساده‌ترین طراحی ابزارگیر وقتی است که بتوان آنرا کاملاً و بدون هرگونه انحرافی طبق استاندارد DIN-Norm ساخت.

در شکل ۹-۱۱ چنین ابزارگیری نشان داده شده است، این گیره به میله اصلی در سوراخ مخروطی سوار شده و با قطعات گیرنده ایمن شده و سپس توسط یک دستگاه محکم‌کن سریع یا توسط یک محرك محکم‌کن الکتریکی بطور محوری کشیده می‌شود (شکل ۱۱-۱۰).



شکل ۹-۱۱: ابزارگیر بعنوان شافت ابزار با مخروط برای سفت‌کردن طبق DIN ۲۰۸۰



شکل ۱۱-۱۰: سوار و ایمن کردن ابزارگیر روی میله اصلی

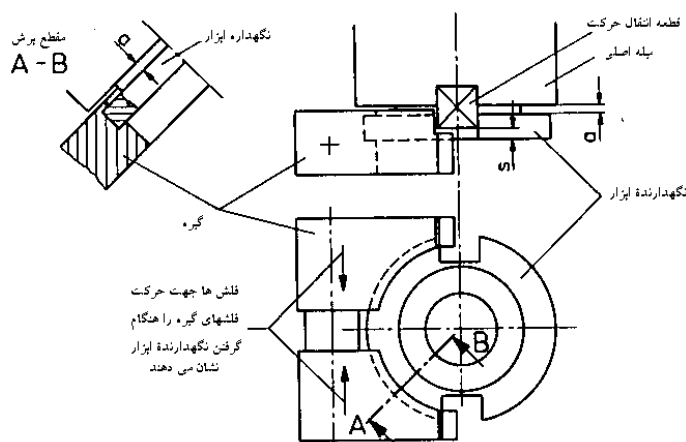
نگهداشتن محوری ابزارگیر لازم است، زیرا با مخروط نمی‌توان خودگیری ایجاد کرد. نیروی کششی میله کشش بر مبنای نیروهای برشی شعاعی تعیین می‌شود. مابین میله اصلی و لبه پشتی فلانچ لقی محوری "a" و مابین قطعات گیرنده و لبه جلویی فلانچ ابزارگیر لقی محوری "S" وجود دارد، این لقی‌ها برای کلیه مخروطها استاندارد بوده و می‌توان میزان آنها را در جدول ۱-۱۱ مشاهده کرد.

مخروط ISO-NO	۳۰	۴۰	۵۰	۶۰
a [mm]	۱/۶	۱/۶	۳/۲	۳/۲
Smin [mm]	۱/۶	۳/۶	۲/۷	۶/۷

جدول ۱۱-۱: لقی محوري "a" و "S" طبق شکل ۱۱-۱۰

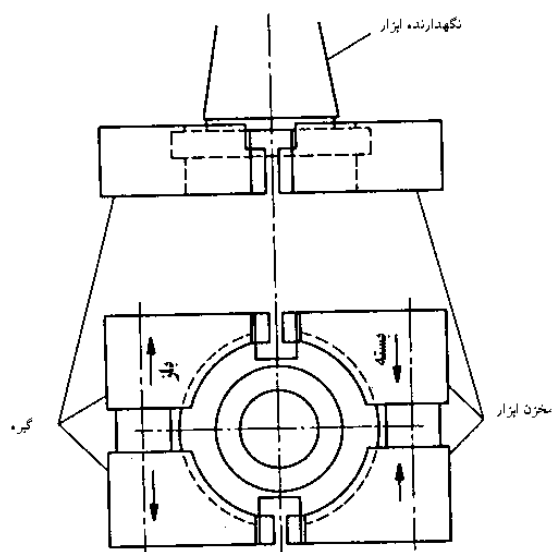
ابزارگیر روی میله اصلی توسط یک گیره پیاده می‌شود. برای این منظور فلانچ گیره ابزار و دو شیار گیرنده به فاصله "S" از هم فاصله دارند. در شکل ۱۱-۱۱ یک امکان از چگونگی پیاده کردن ابزارگیر که طبق DIN ۲۰۸۰ استاندارد شده نشان داده شده است و این یک امکان از بین راه‌حل‌های زیاد موجود می‌باشد.

طبق این راه‌حل ابزارگیر روی فلانچ توسط دوفلک گیره ثابت، بطور محوري نگهداشته شده و با دو قطعه گیرنده در مقابل چرخش ایمن می‌شود. لقی "S" ایمنی چرخش را ممکن نموده و لقی "a" را همزمان ممکن می‌نماید تا لبه جلوی فلانچ و لبه عقب فلانچ توسط فک‌های گیره گرفته شده و در جهت محوري دو دو طرف نگهداشته شود. راه حلی که در شکل ۱۱-۱۱ نشان داده شده است اهمیت عملی برای مخروط ISO-NO50 و ISO-NO60 دارد، زیرا برای مخروط‌های کوچکتر لقی‌های "S" و "a" بسیار کوچکند (به جدول ۱۱-۱ مراجعه شود).



شکل ۱۱-۱۱: یک ابزارگیر (استاندارد DIN ۲۰۸۰) ابزار را از روی میله اصلی تحویل می‌گیرد.

پس از آنکه گیره، ابزارگیر را بطور اتصال فرمی گرفت، می‌تواند آنرا پس از باز شدن دستگاه محکم‌کن ابزار از میله اصلی خارج نماید، قدم بعدی تحویل ابزارگیر به مخزن می‌باشد. برای استقرار و ایمن کردن ابزارگیر در مخزن، وقتی هنوز درگیره قرار دارد، همان میزان سطوح در اختیار می‌باشد که برای استقرار و ایمن نمودن آن روی میله اصلی از آن استفاده شد، به این جهت ابزارگیر را می‌توان در مخزن به همان روش روی میله اصلی مستقر و ایمن نمود، اما آن میزان دقت استقرار و ایمنی ابزارگیر در مخزن لازم نیست، زیرا در اینجا نیروهای برشی اثر نمی‌کند. به این جهت ابزارگیر را می‌توان در مخزن همانند روش روی گیره مستقر و ایمن نمود (شکل ۱۱-۱۲).

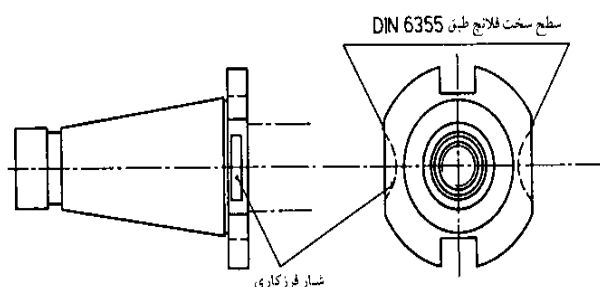


شکل ۱۱-۱۲: تحویل ابزارگیر استاندارد
DIN ۲۰۸۰ از گیره توسط مخزن

در یک مثال طراحی نشان داده شد چگونه یک ابزارگیر استاندارد شده طبق DIN ۲۰۸۰ (شکل ۱۱-۹) روی میله اصلی (شکل ۱۱-۱۰)، روی گیره (شکل ۱۱-۱۱) و در مخزن (شکل ۱۱-۱۲) مستقر و ایمن می‌شود. کاربرد اینگونه ابزارگیر می‌تواند مفید باشد. زیرا شافتهای ابزار استاندارد

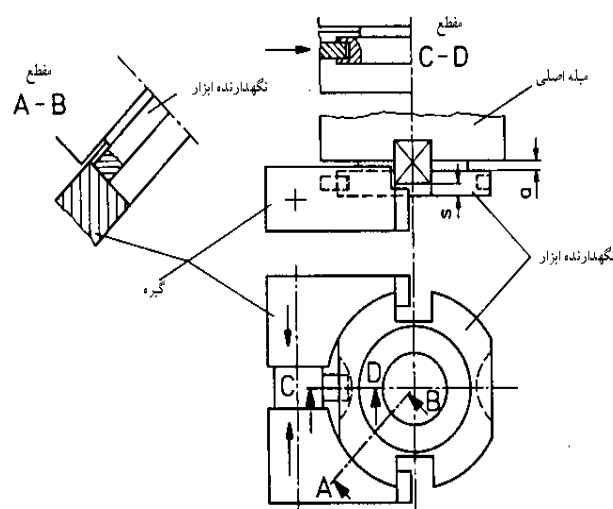
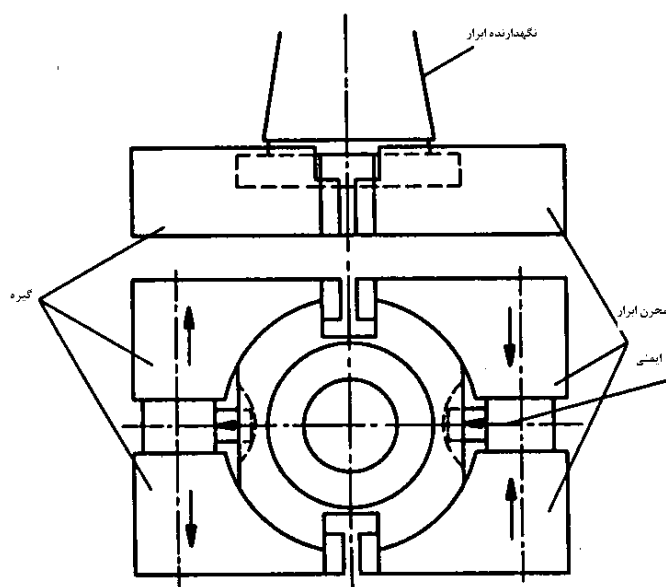
شده موجود در هر کارگاه را میتوان به عنوان ابزارگیر برای دستگاههای تعویض ابزار بکار گرفت.

اغلب ابزارگیرهای طراحی شده علاوه بر سطوح پیشبینی شده طبق DIN ۲۰۸۰ دارای سطوح اضافی و عملیاتی بعدی هستند که برای سیستم تعویض ابزار آن ضرورینند. در شکل ۱۱-۳ یک ابزارگیر نمایش داده شده که از شافت ابزار استاندارد شده طبق DIN ۲۰۸۰ توسط دو لبه فلانچی تخت طبق DIN ۶۳۵۵ و دو گوشه متمایز میشود.



شکل ۱۱-۱۳: ابزارگیر طبق
DIN ۲۰۸۰ که با سطح تخت
و دو شیار فرزکاری شده
طراحی شده است.

این تختی فلانچها با تختیهای استاندارد شده برای میلههای فرز مطابقت دارند. در اشکال ۱۱-۱۴ و ۱۱-۱۵ نشان داده شده است که چگونه این ابزارگیر توسط گیره از میله اصلی و از گیره توسط مخزن خارج میشود، ابزارگیر روی فلانچ گرد توسط دو فک گیره یا

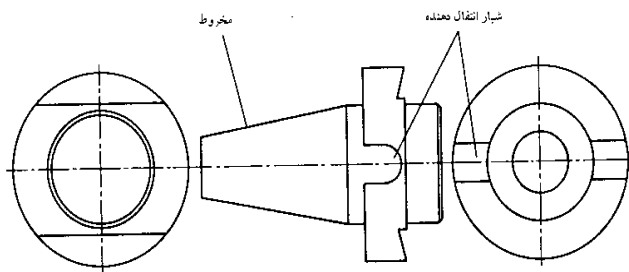


مخزن سوار شده و توسط قطعات

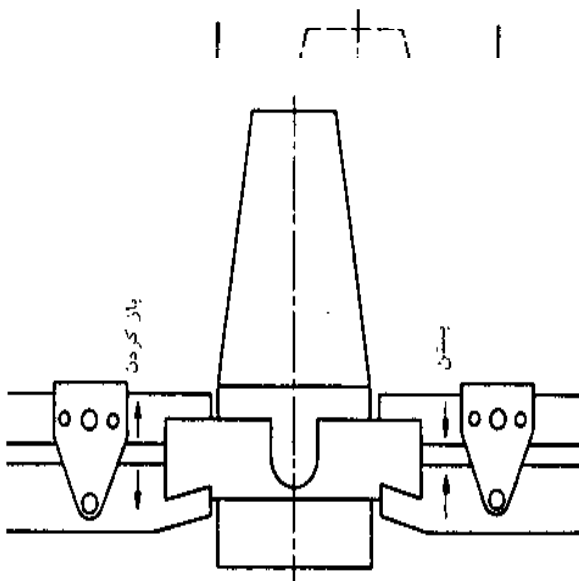
گیرنده در مقابل چرخش ایمن شده و توسط دو فولاد تخت در گوشه‌های محوری در دو طرف نگهداشته می‌شود.

شکل ۱۱-۱۴: یک گیره، ابزارگیر (شکل ۱۱-۱۳) را
(شکل ۱۱-۱۳) را از گیره
از میله اصلی تحویل می‌گیرد.

یک ابزارگیر و گیره در اشکال ۱۱-۱۶ و ۱۱-۱۷ نمایش داده شده‌اند، ابزارگیر روی میله اصلی داخل سوراخ مخروطی سوار شده و توسط قطعات گیرنده ایمن و با یک دستگاه محکم‌کن سریع بطور محوری کشیده می‌شود (شکل ۱۱-۱۷).



شکل ۱۱-۱۶: ابزارگیر



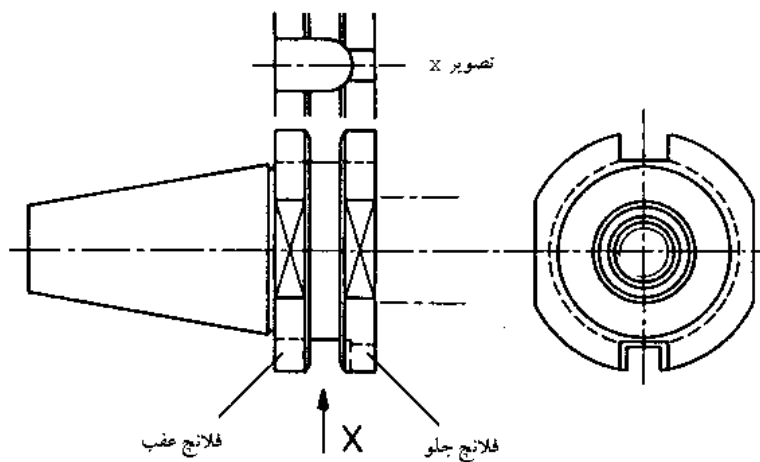
شکل ۱۱-۱۷: گیره ابزارگیر را از
میله اصلی تحویل می‌گیرد.

همینطور نشان داده می‌شود
چگونه ابزارگیر از میله

اصلی توسط گیره خارج می‌شود. لقی "a" مابین لبه عقبی فلانچ و میله اصلی (شکل ۱۱-۱۷) ممکن می‌نماید تا همزمان لبه عقبی فلانچ و لبه جلویی فلانچ توسط گیره گرفته شده و در جهت محوری در دو طرف نگهداشته می‌شوند. در شکل ۱۱-۱۸ نشان داده شده است. چگونه ابزارگیر از یک گیره دیگری که آنرا به مخزن می‌برد تحویل گرفته می‌شود.

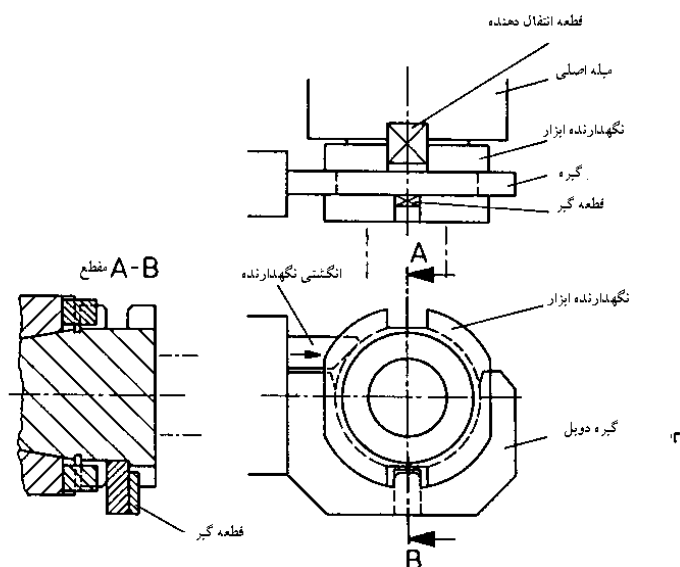
شکل ۱۱-۱۸: یک گیره ابزارگیر را از گیره دیگر تحویل می‌گیرد.

در بعضی از راه‌حل‌ها ابزارگیر علاوه بر فلانچ پیش‌بینی شده توسط DIN ۲۰۸۰ دارای یک فلانچ اضافی است. در شکل ۱۱-۱۹ یک ابزارگیر با دو فلانچ نشان داده شده است. این ابزارگیر روی میله اصلی در سوراخ مخروطی سوار شده و با قطعات گیرنده در فلانچ پشتی ایمن و با دستگاه محکم‌کن سریع بطور محوری کشیده می‌شود.



شکل ۱۱-۱۹: ابزارگیر با دو فلانچ

خارج کردن این ابزارگیر توسط یک گیره دابل از میله اصلی در شکل ۱۱-۲۰ نمایش داده شده است.

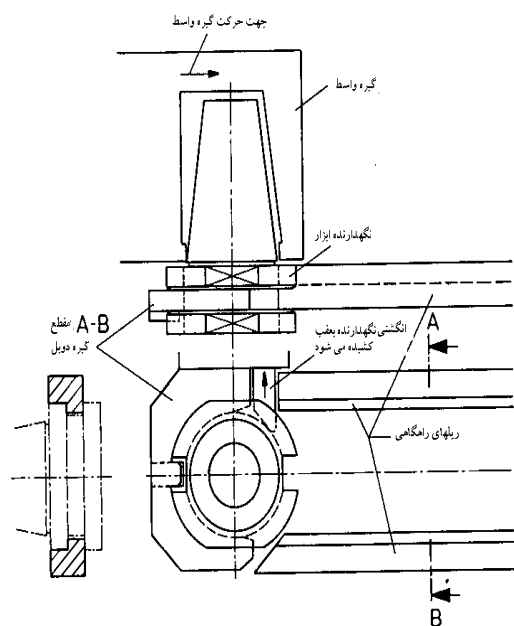


شکل ۱۱-۲۰: گیره ابزارگیر را از میله اصلی تحویل می‌گیرد.

گیره روی سطح گرد مابین دو فلانچ ابزارگیر را می‌گیرد تا بتواند آنرا همزمان در جهت محوری نیز نگهدارد. قطعه ابزارگیر را در شیار فلانچ جلوئی در مقابل چرخش ایمن می‌سازد. انگشت نگهدارنده گیره مانع لغزش گیره ابزار در جهت شعاعی می‌شود. در شکل ۱۱-۲۱ نشان داده شده است که چگونه ابزارگیر گیره دابل توسط یک گیره واسطه خارج می‌شود.

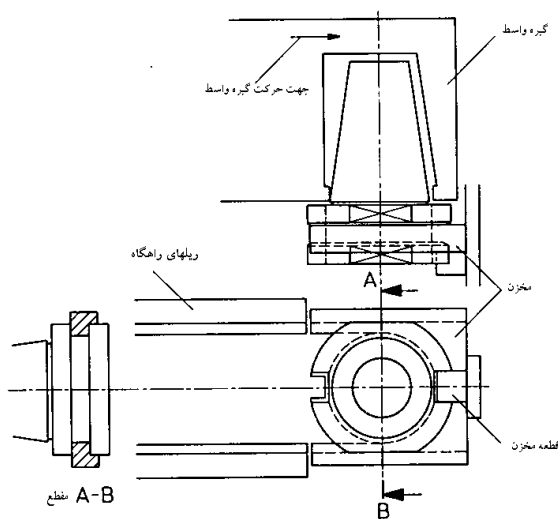
گیره واسطه شافت مخروطی ابزارگیر را گرفته و آنرا از گیره دابل بیرون می‌کشد، پین نگهدارنده گیره قبلاً بیرون کشیده می‌شود.

ریلهای راهگای مستقیم روی گیره دابل قرار دارند و ابزارگیر در هنگام ترک گیره دابل روی ریلهای راهگای کشیده می‌شود. گیره ابزار روی ریلها با تکیه بر لبه‌های تخت فلانچ عقبی لغزیده و به این وسیله در مقابل چرخش ایمن می‌شود. ایمنی محوری ابزارگیر روی ریلهای راهگای توسط استقرار مابین دو فلانچ تضمین می‌شود.



شکل ۱۱-۲۱: یک گیره واسط ابزارگیر را از گیره دویل تحویل می‌گیرد

گیره واسط ابزارگیر را به مخزن ابزار انتقال می‌دهد (شکل ۱۱-۲۲).



شکل ۱۱-۲۲: مخزن ابزارگیر را از گیره واسط تحویل می‌گیرد.

ریلهای راهگاه مستقیم در مخزن قرار دارند و ابزارگیر هنگام ترك ریلها به داخل مخزن هدایت شده و در مخزن متکی بر لبه‌های تخت فلانچی جلویی می‌لغزد و بطور محوری مابین دو فلانچ نگهداشته می‌شود تا به موضع نهایی مخزن برسد. در این موضع ابزارگیر روی

سطح گرد مابین دو فلانچ نگهداشته شده و توسط عضو مخزن در شیار فلانچ جلوئی در مقابل چرخش ایمن می‌شود.

قدم بعدی غلت مخزن زنجیری است. در حالیکه گیره واسط در موضع نشان داده شده در شکل ۱۱-۲۲ می‌ماند.

سیستم گیره دابل:

این سیستم در انواع زیادی ساخته شده اما کلیه آنها طبق اصول نشان داده شده در شکل ۱۱-۲۳ عمل می‌کنند:

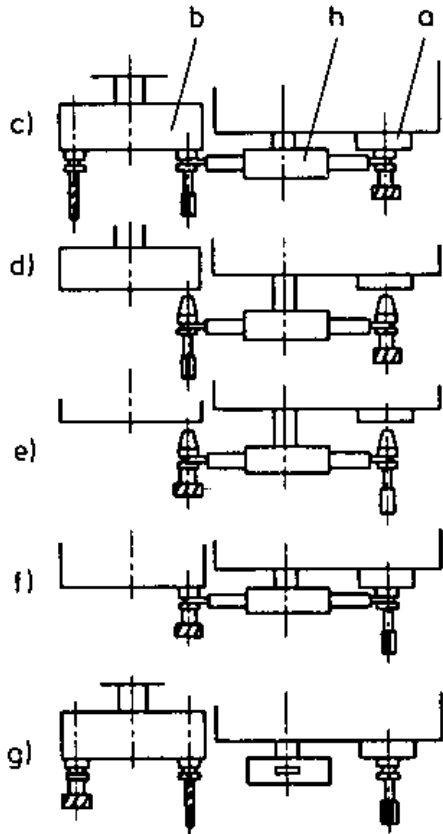
c- گیره دابل از وضعیت سکون 90° چرخیده و دو ابزار را می‌گیرد.

d- گیره دابل ابزارها را از پایگاههای خود بیرون می‌کشد.

e- گیره دابل به میزان 180° می‌گردد.

f- گیره دابل ابزارها را مستقر می‌سازد.

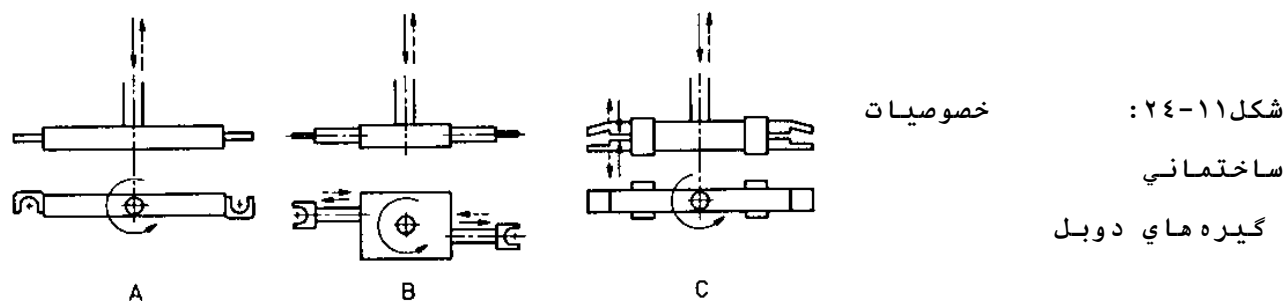
g- گیره دابل به میزان 90° نوسان کرده و به موضع سکون برمی‌گردد.



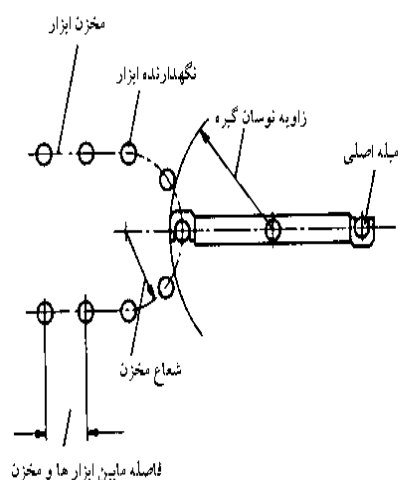
شکل ۱۱-۲۳: شماتیک سیستم گیره دابل

- a - میله اصلی
- b - مخزن ابزار
- h - گیره دابل

از بین انواع مختلف موجود بطور نمونه سه نوع خاص در شکل ۱۱-۲۴ نمایش داده شده اند.



در طراحی "A" گیره ابزار توسط حرکت نوسانی گیره دابل گرفته می شود. این گیره قبلاً در اشکال ۱۱-۲۰ و ۱۱-۲۱ نشان داده شده است. هنگام طراحی مخزن ابزار بایستی توجه شود که گیره، ابزارگیر پیش‌بینی شده را از مخزن خارج سازد، بدون اینکه با سایر ابزارها برخورد کند. شعاع مخزن و فاصله مابین ابزار و مخزن بایستی چنان تعیین شود که در محدوده شعاع نوسان گیره، ابزارگیری وجود نداشته باشد (به شکل ۱۱-۲۵ مراجعه شود).



شکل ۱۱-۲۵: انتقال مستقیم ابزارگیر توسط گیره دابل نوع ساخت "A" از مخزن

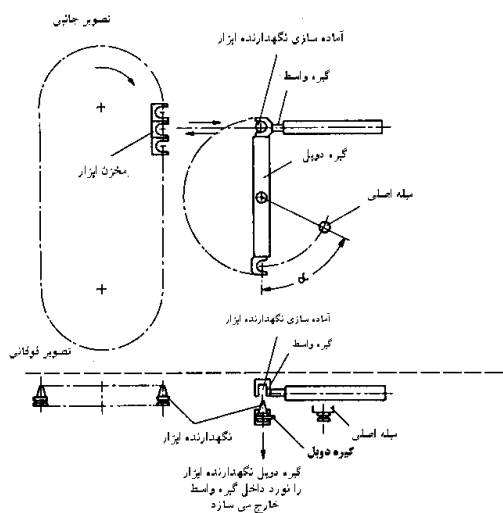
خروج ابزارگیر از مخزن بطور مستقیم است، زیرا گیره . واسط وجود ندارد، خروج مستقیم ابزارگیر توسط گیره دابل "A" از مخزن،

در مخزن ابزار شکل ۱۱-۷ امکان‌پذیر است، زیرا ابزارگیر از مخزن بطور محوري خارج می‌شود.

در مخزن ابزار شکل ۱۱-۸ خروج ابزارگیر از مخزن توسط يك گیره واسط بطور شعاعي انجام می‌گیرد. اصول چنین سیستمی متشکل از: يك مخزن با خروج شعاعي ابزارگیر (شکل ۱۱-۸)، يك گیره واسط (شکل ۱۱-۲۱) و يك گیره

دوبل (شکل ۱۱-۲۰) در شکل ۱۱-۲۶ نشان داده شده است. ابزارگیر توسط گیره واسط از مخزن بطور شعاعي به يك موضع آمادگی انتقال داده شده و همزمان در فکهای گیره دوبل هدایت می‌شود.

گیره دوبل ابزارگیر را از گیره واسط بطور محوري خارج کرده، به اندازه زاویه α دوران داده و ابزارگیری که روی میله اصلی قرار دارد را می‌گیرد، این ابزارگیر را از میله اصلی بطور محوري خارج کرده و گیره دوبل به اندازه 180° می‌چرخد تا ابزارها را تعویض کند. ابزارگیری که از مخزن خارج شده بطور محوري روی میله اصلی سوار می‌شود.



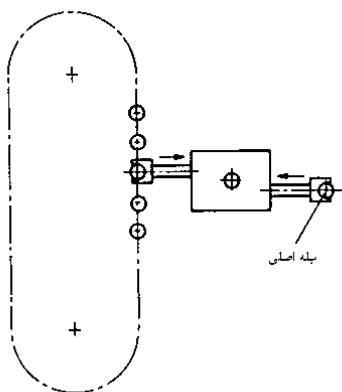
شکل ۱۱-۲۶: گیره واسط ابزارگیر از مخزن تحویل گرفته و بکمک گیره دوبل به میله اصلی تحویل می‌دهد.

حالا گیره دوبل به میزان زاویه α برگشته و ابزارگیری که از میله اصلی خارج نموده را بطور محوري وارد گیره واسط می‌کند. گیره واسط در نهایت آنرا بداخل مخزن منتقل می‌نماید. این

انتقال ابزارگیر از مخزن به موضع آمادگی و برگشت در طول عملکرد ماشینکاری انجام می‌گیرد.

گیره دوبل نوع "B" علاوه بر حرکت دورانی و حرکت انتقالی در جهت محور یک آزادی حرکت دیگر نیز دارد. این گیره می‌تواند بازوها را بطور انتقالی "باز کند" این آزادی حرکت امکان خروج

مستقیم ابزارگیر از هر مخزن را (اشکال ۷-۱۱ و ۸-۱۱) ممکن می‌نماید، خروج مستقیم ابزارگیر توسط گیره دوبل طراحی "B" از مخزن در شکل ۲۷-۱۱ نمایش داده شده است.



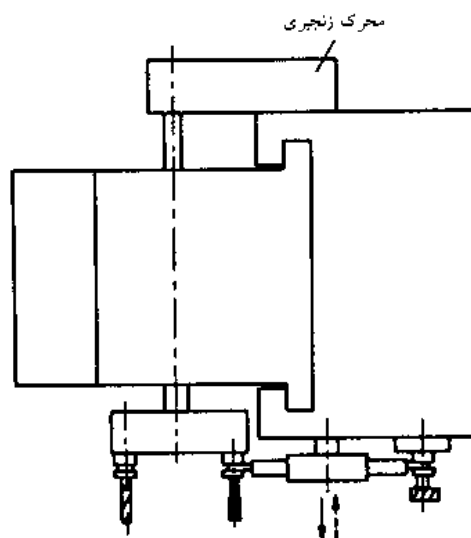
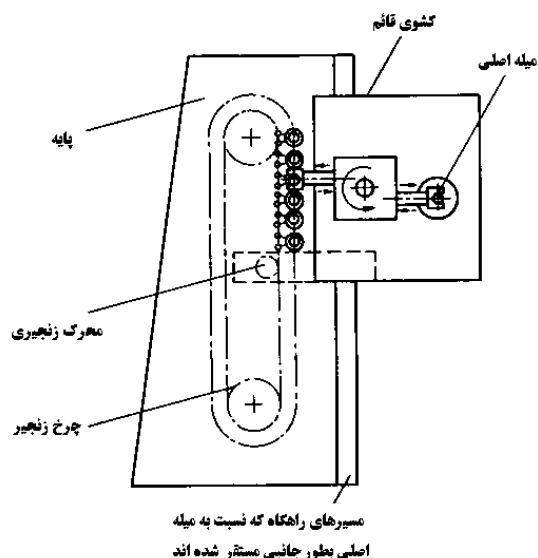
شکل ۲۷-۱۱: گیره دوبل نوع ساخت "B" ابزارگیر را مستقیم از مخزن تحویل می‌گیرد.

به این جهت این گیره دوبل اغلب در مراکز ماشینکاری بکار رفته است.

گیره دوبل طراحی "C" (اشکال ۱۷-۱۱ و ۱۸-۱۱) دارای آزادی حرکتی زیر می‌باشد، حرکت دورانی و انتقالی در جهت محور، بازکردن انگشتان، ابزارگیر همانند طراحی نوع "A" توسط حرکت دورانی گیره دوبل گرفته می‌شود، کلیه آنچه در این ارتباط در مورد طراحی مخزن گفته شد (شکل ۲۵-۱۱) در اینجا هم صادق است. در صورت کاربرد این گیره دوبل، ابزارگیر را می‌توان از مخزن فقط بطور محوری خارج نمود (شکل ۷-۱۱).

تأثیر طراحی ماشین بر سیستم تعویض ابزار:

در شکل ۱۱-۲۸ يك ماشین با میله افقی و استقرار جانبی مسیرهای راهگاه نمایش داده شده است. برای این طرح ماشین، ساده‌ترین راه‌حل در این است که مخزن ابزار طبق شکل ۱۱-۷ برای خروج محوری و يك گیره دابل طرح "B" طبق شکل ۱۱-۲۴ انتخاب شود.



شکل ۱۱-۲۸: ماشین با میله افقی و استقرار جانبی مسیرهای

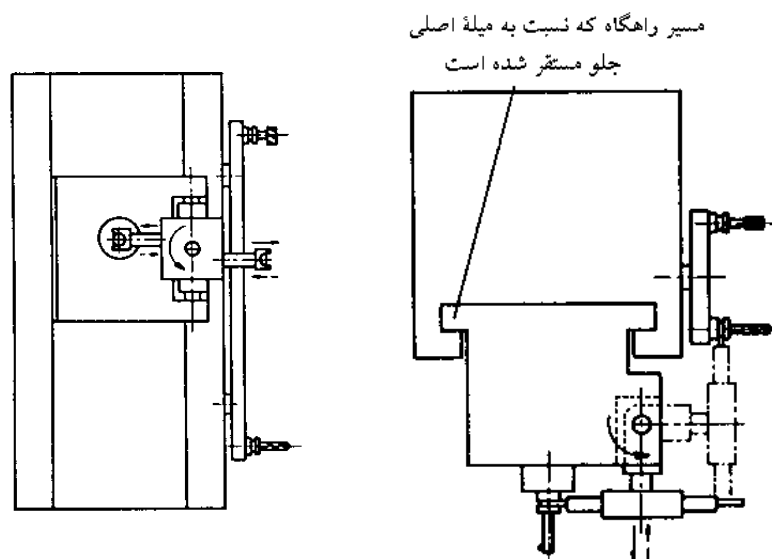
راهگاه

چرخ زنجیرهای مخزن ابزار روی پایه سوار می‌شوند. برای اینکه موضع نسبی گیره دابل که روی میز سوار شده نسبت به مخزن هنگام حرکت میز در جهت عمودی تغییر نکند. محرك مخزن زنجیری روی میز سوار شده است. به این طریق زنجیر هنگام حرکت میز توسط محرك زنجیر ترمز شده به حرکت در می‌آید. موضع نسبی گیره دابل نسبت به مخزن تغییر نکرده و تعویض ابزار را می‌توان در هر موضع میز در جهت عمودی انجام داد. اگر مخزن با ابزارها در مسیر قطعه کار و میز کار قرار داشته باشد، می‌توان این مشکل را توسط حرکت میله کار در جهت محوری بطرف قطعه کار پس از تعویض ابزار حل نمود. این حرکت را می‌توان از نظر طراحی یا بصورت طراحی بوش مرکزی (طرح Center Sleeve) میله یا بصورت يك میز هدایت شده در میز

عمودی که در جهت محوری حرکت می‌کند، ایجاد نمود. ر شکل ۱۱-۲۹ یک ماشین با میله افقی و استقرار میله‌های راهنما در جلو نشان داده شده است.

در این نوع طراحی ماشین می‌توان تعویض ابزار را همانطور که نشان داده شده طراحی نمود. در اینجا یک مخزن ابزار طبق شکل ۱۱-۷ برای خروج محوری ابزارگیر و یک گیره دابل طبق شکل ۱۱-۲۴ طرح "B" که یک امکان حرکت دیگر بصورت نوسان ۹۰ درجه‌ای حول محور عمودی دارد، در نظر گرفته شده است.

چرخ زنجیر مخزن ابزار روی پایه سوار می‌شود، مخزن ابزار در این طرح ماشین نسبت به میله اصلی به اندازه ۹۰° تغییر مکان داده شده است. زمان دسترسی گیره دابل حدود ۴ ثانیه و زمان تعویض ابزار بر حسب نوع طراحی بین ۹ تا ۱۵ ثانیه می‌باشد. در این سیستم مخزن با ابزارها در راه قطعه کار و میز کار قرار دارد.



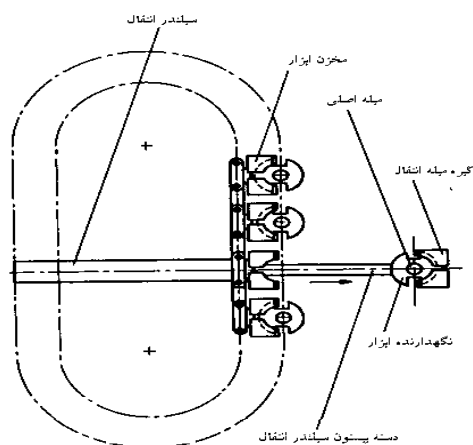
شکل ۱۱-۲۹: ماشین با میله افقی و استقرار جلوی مسیرهای راهگاه

انتقال ابزارگیر از مخزن به میله اصلی توسط استوانه انتقال:

ساده‌ترین نوع انتقال ابزارگیر از مخزن به میله اصلی بدون شک بطور مستقیم‌الخط و توسط استوانه انتقال می‌باشد. توسط آن امکان رسیدن به کوتاه‌ترین زمان‌های دسترسی فراهم است. در این طرح

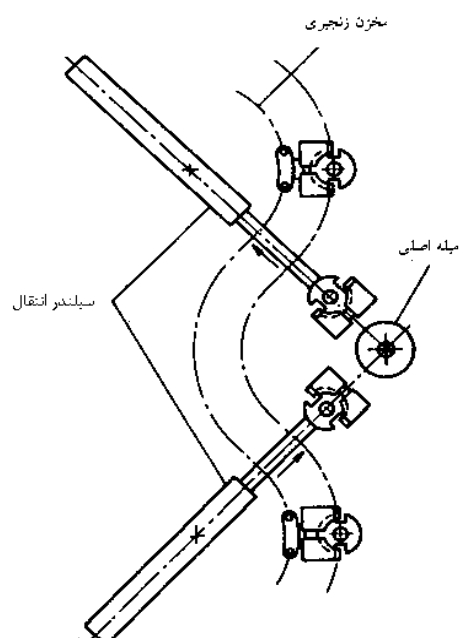
استوانه انتقال ابتدا ابزارگیر مصرف شده را از میله اصلی خارج و به مخزن منتقل می‌کند، در این زمان زنجیر مخزن دور می‌زند تا ابزارگیر مورد نظر به موضع تعویض ابزار برسد، استوانه انتقال ابزارگیر را از مخزن خارج کرده و بطور مستقیم الخط به میله اصلی انتقال می‌دهد. در شکل ۱۱-۳۰ راه حل طبق این روش نمایش داده شده است. چگونگی استقرار و ایمن نمودن ابزارگیر روی میله اصلی، درگیره و در مخزن در این مثال از اشکال ۱۱-۱۱ و ۱۱-۱۲ اقتباس شده است.

پس از آنکه استوانه انتقال ابزارگیر را به میله اصلی منتقل ساخت، در جهت محوری حرکت کرده و ابزارگیر را از گیره استوانه انتقال خارج می‌نماید.



شکل ۱۱-۳۰: تعویض ابزار توسط یک سیلندر انتقال

با بکارگیری دو استوانه انتقال می‌توان زمان دسترسی را کوتاه‌تر نمود (شکل ۱۱-۳۱) در این راه حل ابزارگیر مصرف شده در زمانی از میله اصلی به مخزن انتقال داده می‌شود که در آن زمان ابزارگیر نو از مخزن به میله اصلی انتقال می‌یابد.



شکل ۱۱-۳۱: تعویض ابزار توسط ۲ سیلندر انتقال

راه‌حل‌هایی که در اشکال ۱۱-۳۰ و ۱۱-۳۱ نشان داده شده‌اند را می‌توان با هر مخزن ابزار با خروج شعاعی تحقق بخشید. با این روش زمانهای دسترسی حدود ۲ تا ۳ ثانیه و زمان تعویض ابزار به میزان ۵ تا ۶ ثانیه تحقق پیدا کرده‌اند.

کدبندی ابزار و کدبندی مواضع:

کلیه ابزارها بایستی کدگذاری شده باشند تا بتوانند در لحظه معین توسط سیستم کنترل ماشین طلبیده شوند، ابزارهایی که در مخزن دوران کننده قرار دارند، ردیابی شده و پس از شناسایی توسط سیستم کنترل دستور تعویض ابزار صادر می‌شود. کدبندی می‌تواند بصورت کدبندی ابزار یا بصورت کدبندی مواضع انجام پذیرد.

در حالت کدبندی ابزار، ابزارگیرها مجهز به یک حلقه کد شده و بطور مستقیم بطور الکتریکی ردیابی می‌شوند، در این سیستم بایستی توجه نمود که کلیه ابزارها در ابزارگیر بطور صحیح قرار داده شده باشند.

در حالت کدبندی مواضع قسمتهایی از مخزن کدبندی می‌شوند که ابزارگیر در آنجا قرار گرفته و هنگام دوران مخزن بطور الکتریکی ردیابی می‌شوند، در این سیستم بایستی توجه نمود که کلیه ابزارگیرها با ابزارهای آنها در محل کدبندی شده صحیح مخزن قرار داده شده باشند.

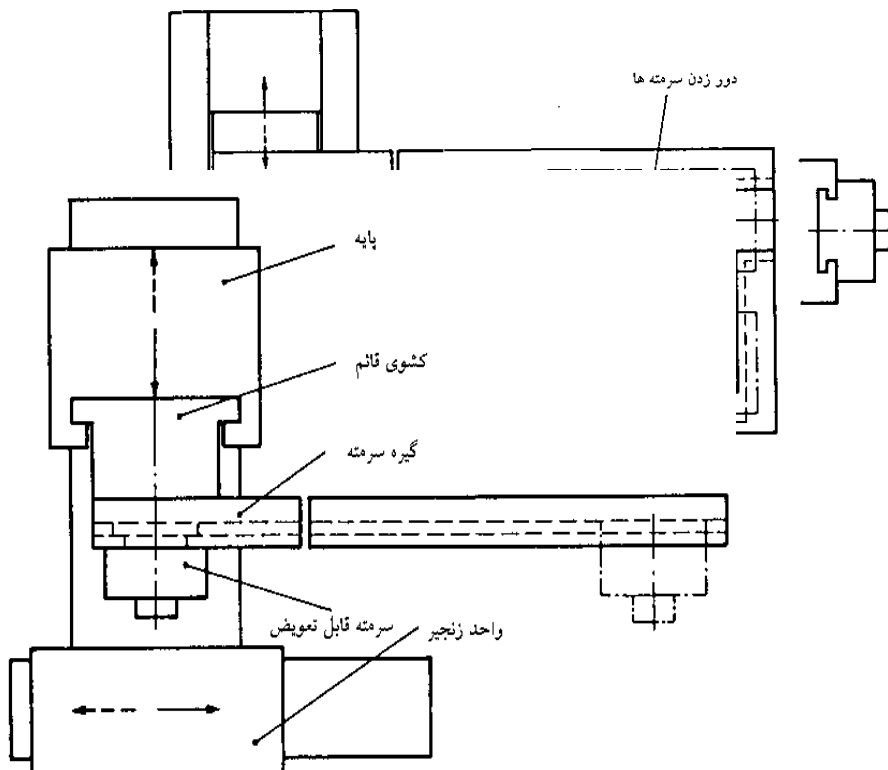
۱۱-۲- تعویض سرمه:

در مراکز ماشینکاری وقتی امکان تعویض سرمه لازم می‌شود که ممکن نباشد با یک سرمه در کل محدوده دورها کار کرده و یا کار با سرمه‌های چند میله‌ای مورد نظر باشد.

برای توضیح اصول این سیستم یک طرح ماشین با میله افقی در دستگاه تعویض سرمه در شکل ۱۱-۳۲ بطور شماتیک نمایش داده شده است.

شکل فوقانی یک تصویر جانبی، اما بدون واحد میز است. شکل تحتانی تصویر فوقانی ماشین را با دستگاه تعویض

سرمه نشان می‌دهد. برای سوار کردن سرمه‌های قابل تعویض روی میز عمودی یک واحد محکم کردن سرمه مستقر شده است. پس از آنکه سرمه هنگام غلت در واحد محکم‌کن موضع صحیح خود را پیدا کرد، محکم و ثابت شده و بعد محرك اصلی به سرمه متصل می‌شود، چون در این راه حل سرمه توسط واحد محکم‌کن بطور مستقیم به مخزن سرمه انتقال داده می‌شود، دوران سرمه‌ها در یک سطح عمودی انجام می‌گیرد.



شکل ۱۱-۳۲: دستگاه تعویض

سرمه‌ها با دور زدن

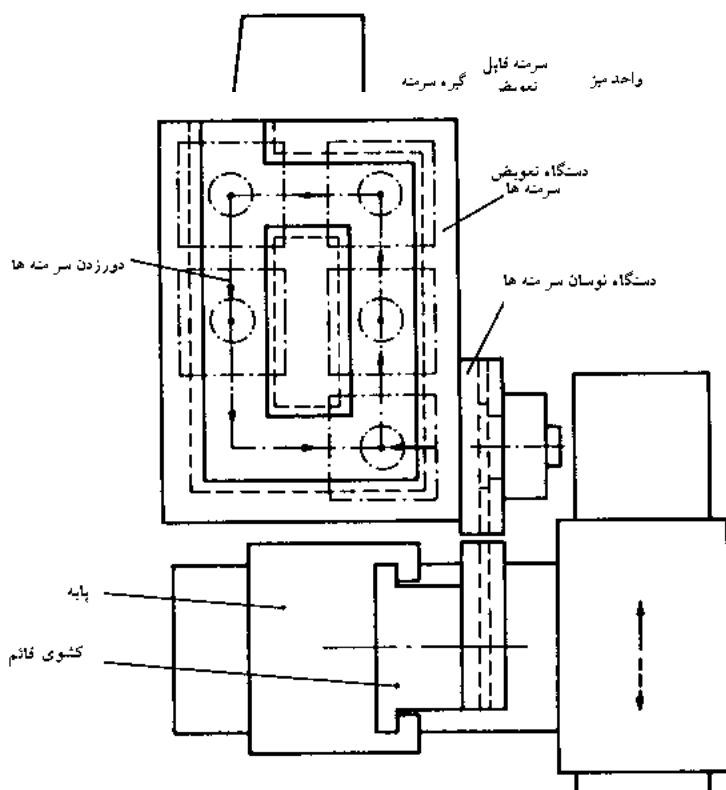
سرمه‌ها در سطح قائم

۱- پایه ۴- گیره سرمه

۲- میز قائم ۵- سرمته قابل تعویض

۳- واحد میز

اگر بایستی سرمته‌ها در يك سطح افقي دوران داشته باشند، ابتدا آنها توسط واحد محكم‌كن در يك جهت نوسان، انتقال داده می‌شوند (شكل ۱۱-۳۳). پس از نوسان 90° درجه‌ای سرمته بداخل مخزن می‌رسد و در آنجا دوران سرمته‌ها در يك سطح افقي انجام می‌گیرد. شكل فوقانی يك تصویر جانبی است. شكل تحتانی تصویر فوقانی ماشین را با دستگاه تعویض سرمته نشان می‌دهد. سرمته‌ها مجهز به يك بادامك كدبندی بوده و مستقیم بطور الكتريكي رديابی می‌شوند.



شكل ۱۱-۳۳: دستگاه تعویض

سرمته‌ها با دور زدن سرمته‌ها در سطح افقي

- ۱- پایه
- ۲- میز قائم
- ۳- واحد میز
- ۴- گیره سرمته
- ۵- سرمته قابل تعویض

۱۱-۳- تعویض پالتها:

در مراکز ماشینکاری اغلب امکان تعویض پالتها را پیشبینی میکنند تا زمانهای فرعی به یک مقدار حداقل کاهش داده شود، به این صورت قسمت در صد زمان برش به زمان قطعه افزایش پیدا میکند. یک قطعه کار را میتوان روی یک پالت تنظیم، ثابت و محکم نمود. در حالیکه قطعه دیگر روی میزکار ماشینکاری میشود دستگاههای تعویض پالت به کمک دو سیستم توضیح داده میشود. ابتدا عملکرد سیستم نمایش داده شده در شکل ۱۱-۳۴ را قدم به قدم بررسی میکنیم:

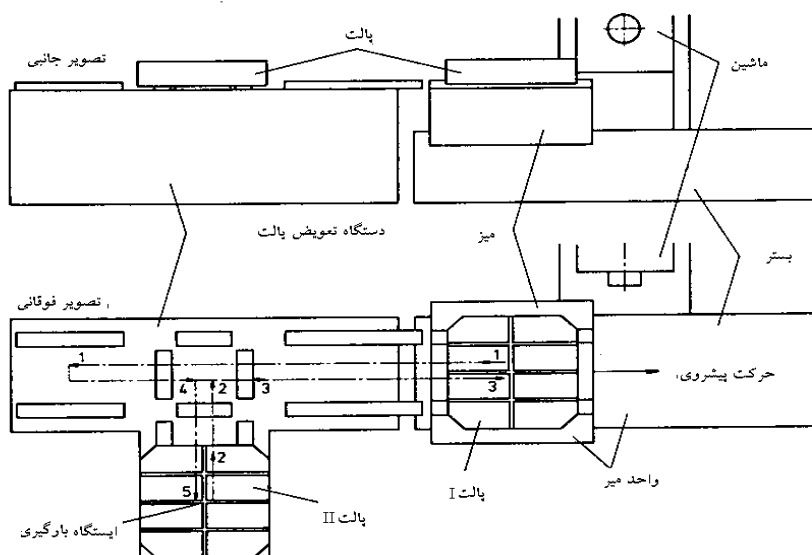
۱- پالت I ثابت و محکم شده روی میز باز شده و در جهت ۱ حرکت میکند تا به وضعیت نهایی دستگاه تعویض پالت برسد.

۲- پالت II در جهت ۳ بطرف میزکار ماشین حرکت کرده و پس از رسیدن به وضعیت صحیح روی میز ثابت و محکم شده و حرکت پیشروی میز راه اندازی میشود.

۳- پالت II از موقعیت بارزنی در جهت ۲ تا مرکز میز حرکت میکند.

۴- پالت I اکنون در جهت ۴ حرکت داده میشود.

۵- پالت I در جهت ۵ بطرف وضعیت بارگیری به حرکت ادامه می‌دهد، در اینجا قطعات ماشینکاری شده باز و تخلیه شده و قطعات جدید سوار می‌شوند.



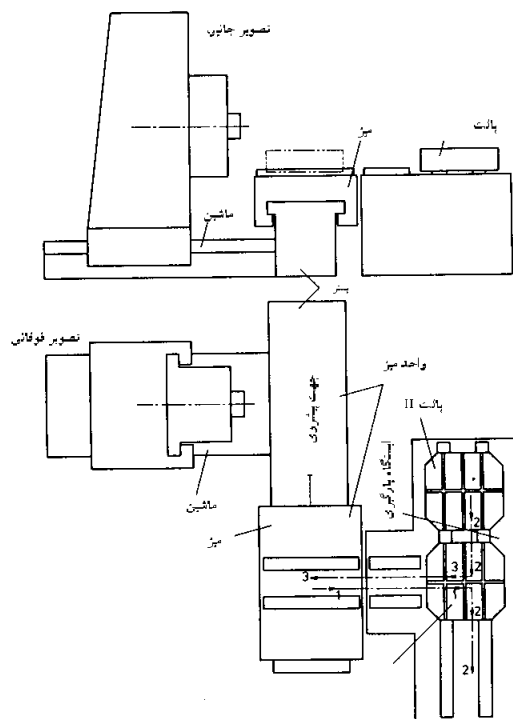
شکل ۱۱-۳۴: دستگاه تعویض پالت در فاصله زمانی طولانی‌تر

در شکل ۱۱-۳۵ یک سیستم تعویض پالت دیگری نشان داده شده که عملکرد آنرا نیز توضیح می‌دهیم.

۱- پالت I ثابت و محکم شده روی میز باز شده و سپس در جهت ۱ بطرف موضع بارگیری حرکت می‌کند.

۲- هر دو پالت (II, I) همزمان در جهت ۲ حرکت می‌کنند.

۳- پالت II در جهت ۳ بطرف میزکار حرکت کرده و پس از رسیدن به وضعیت صحیح روی میز ثابت و محکم شده و حرکت پیشروی میز راه‌اندازی می‌شود. قطعه تمام شده در این زمان در موضع بارگیری باز شده و با قطعه ماشینکاری نشده معاوضه می‌شود. زمان تعویض پالت بر حسب سیستم تعویض پالت حدود ۳۰ تا ۴۰ ثانیه می‌باشد.



شکل ۱۱-۳۵:

دستگاه تعویض پالتها با فاصله
زمانی کوتاهتر

۱۱-۴- روباتهای صنعتی

روباتهای صنعتی وسائل انتقالی هستند که برای انتقال خودکار ابزار یا قطعات در چندین محور حرکتی قابل برنامه ریزی هستند: اینها مجهز به گیره هایی میشوند که با فرم قطعات انطباق داده شده اند. مفاهیم و تعاریف دستگاههای انتقال طبق رهنمودهای VDI (۲۸۶۰ VDI مورخ اکتبر ۱۹۸۲) انتخاب شده اند.

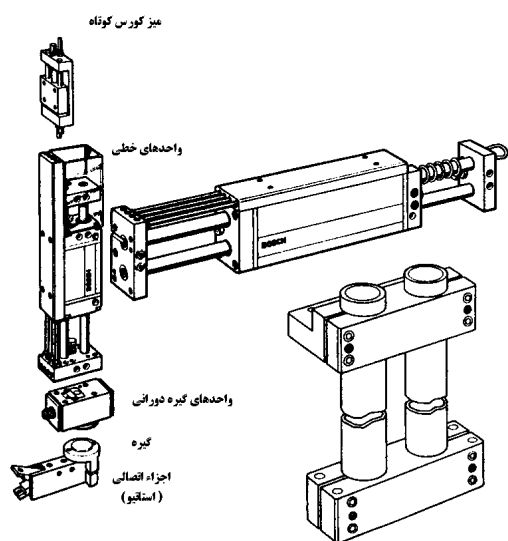
دستگاههای انتقالی که برای ماشینکاری معین طراحی شده اند در بخشهای ۱-۱۱ و ۲-۱۱ و ۳-۱۱ بررسی شدند. دستگاههای تعویض ابزار و تعویض سرمته (بخشهای ۱-۱۱ و ۲-۱۱) برای انتقال ابزار و دستگاههای تعویض پالت برای انتقال قطعات بکار میروند. این دستگاهها که متناسب با ماشینها میباشند در مراکز ماشینکاری بکار میروند.

هدف توسعه روباتهای صنعتی این بوده که از یکطرف تا حد ممکن دستگاههای یونیورسال چند جانبه با امکان برنامه ریزی ساده

ایجاد کرده و از طرف دیگر این دستگاهها را تا حد ممکن بر ماشینهای مربوطه برای مسائل تولیدی خاص منطبق کنند. این دستگاهها در زنجیره ماشینها برای ایجاد سیستمهای تولیدی انعطافپذیر به منظور افزایش کارآئی بکار میروند. سایر موارد کاربردی خطوط جوشکاری خودکار و لاککاری خود کار است.

روبوتهای صنعتی در این موارد کارائی را افزایش داده و همزمان کار را ایمنتر میکنند زیرا کارهای خطرناک و یکنواخت را بعهده میگیرند.

در شکل ۱۱-۳۶ روبوت صنعتی که برای انتقال قطعات هنگام مونتاژ و تولید طراحی شده، نمایش داده شده است.



شکل ۱۱-۳۶: روبوتهای صنعتی

این دستگاه از قسمتهای پنوماتیکی قابل برنامه ریزی ثابت زیر تشکیل شده است:

- واحدهای خطی
- واحدهای میز
- واحدهای دورانی گیره
- میزهای کورس کوتاه
- گیره
- اجزاء اتصال

قسمتهای انتقال الکتریکی قابل برنامه‌ریزی آزاد شامل قسمتهای نامبرده بوده و وقتی بکار می‌روند که در هر محور حرکتی ایستگاههای زیادی وجود داشته، نیاز به سرعتهای مختلفی بوده و بایستی انعطاف‌پذیری بالایی نسبت به تغییر برنامه وجود داشته باشد. قسمتهای الکتریکی و پنوماتیکی بین هم قابل انعطاف بوده و می‌توان به این صورت آنها را بر مسائل تولیدی مورد نظر تطبیق داد.

۱۱-۵- مثال آموزشی

برای یک مرکز ماشینکاری با میله افقی و مسیرهای راهگاهی مستقر در جلو (شکل ۱۲-۷) بایستی علاوه بر راه‌حل نشان داده شده در شکل ۱۱-۲۹ برای تعویض ابزار امکانات دیگری جستجو و توضیح داده شود.

حل:

می‌توان یک مخزن ابزار (شکل ۱۱-۷) برای خروج محوری ابزارگیر و یک گیره دابل (شکل ۱۱-۲۴ طرح "B") در نظر گرفت. مخزن ابزار را می‌توان چنان مستقر کرد که ابزار در مخزن به موازات میله اصلی قرار گیرند. برای اینکه مخزن با ابزارها در راه قطعه کار قرار نگیرند، پایه ماشین در جهت z (شکل ۱۲-۷) به موضع تعویض ابزار برمی‌گردد. مخزن ابزار بجای اتصال به پایه ماشین به بستر ماشین محکم می‌شود. در این راه‌حل در مقایسه با راه‌حل نشان داده شده در شکل ۱۱-۲۹ فوایدی عاید می‌شود زیرا دستگاههای تعویض ابزار ساده‌تری (بدون نوسانی حول محور عمودی) می‌توان بکار برد. زمانهای تعویض ابزار در هر دو حالت مشابهند. زیرا در این مثال حرکت نوسانی توسط حرکت پایه میز در جهت z جایگزین می‌شود.

سیستم های تولیدی مدرن

۱۲-۱- ماشینهای ابزار ویژه تشکیل شده از واحدهای پیشساخته

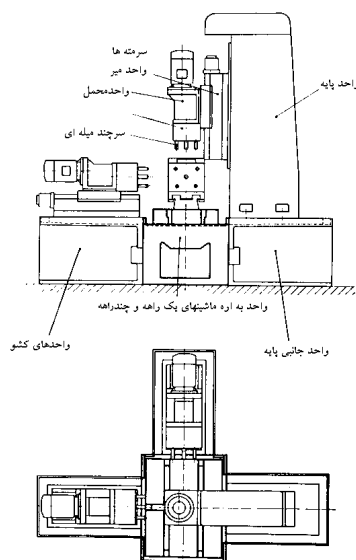
برای تولید انبوه، ماشینهای ابزار ویژه متشکل از واحدهای پیشساخته بکار میروند، زیرا در اینگونه موارد با ماشینهای انیورسال نمیتوان به راندمان تولیدی بالایی رسید.

با توجه به انعطافپذیری بالای جریان قطعات و تعویض نسبتاً سریع تجهیزات ایستگاههای کاری، که ماشینهای متشکل از واحدهای پیشساخته دارند امتیازات زیادی نسبت به ماشینهای مخصوص تولید یک قطعه پیدا میکنند.

اینگونه ماشینهای ابزار ویژه از ترکیب چند واحد(های) ساختمانی پیشساخته استاندارد شده مونتاژ میشوند. اولین تقاضای استاندارد کردن از طرف مصرفکننده ها و قبل از همه از طرف بخش صنعت خودروسازی مطرح شد که میخواستند بتوانند ماشینهای متشکل از واحدهای ساختمانی را متناسب با تغییرمدل خودرو، تغییرساختمان بدهند. اولین طرح در مورد واحدهای ساختمانی طبق DIN-NORM در سال ۱۹۴۴ بوجود آمده و در سال ۱۹۵۴ از دور خارج شد. در سال ۱۹۵۹ رهنمودهای VDI درباره واحدهای ساختمانی منتشر شده و در سال ۱۹۶۵ در استانداردهای ۶۹۵۱۲ DIN تا ۶۹۶۴۳ مدون شد.

در چهارچوب این استانداردهای تنها ابعاد اصلی و ابعاد مهم خارجی واحدهای پیشساخته مختلف تعیین شده است. در نتیجه خصوصیات طراحی خاص مطرح نمیشود.

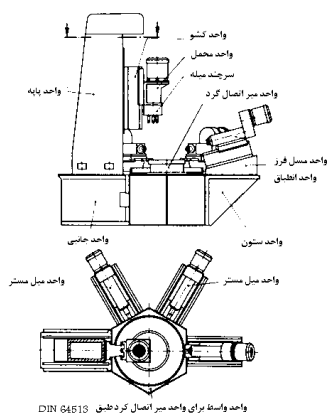
در شکل ۱-۱۲ يك ماشین ابزار ویژه - سه راهه - چهار ایستگاهه افقی-عمودي با میز ثابت متشکل از واحدهای پیش‌ساخته نشان داده شده است.



شکل ۱-۱۲:

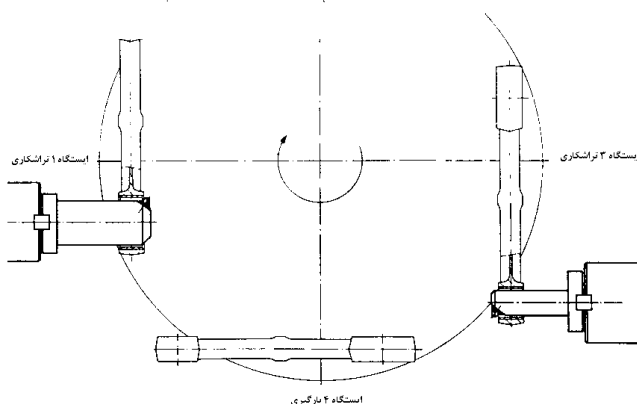
ماشینهای ابزار ویژه با ۳ مسیر و ۴ ایستگاه و میز ثابت

در شکل ۲-۱۲ يك ماشین ابزار ویژه چهار راهه - شش ایستگاهه، افقی، عمودي با حرکات تدارکاتی افقی- دایره‌ای (ماشین میزگرد) نمایش داده شده است.



واحد واسطه برای واحد میر اتصال گرد طبق DIN 64513

شکل ۲-۱۲: ماشین میز اتصال گرد با ۴ مسیر و ۶ ایستگاه



در شکل ۳-۱۲ برنامه مراحل کاری تولید دسته

پیستون توسط يك ماشین میزگرد نیمه اتومات سه راهه چهار ایستگاه نشان داده شده است.

شکل ۱۲-۳: برنامه ماشینکاری دسته پیستون با يك ماشین نیمه خودکار سه مسیره- چهار ایستگاه- ماشین میز اتصال گرد

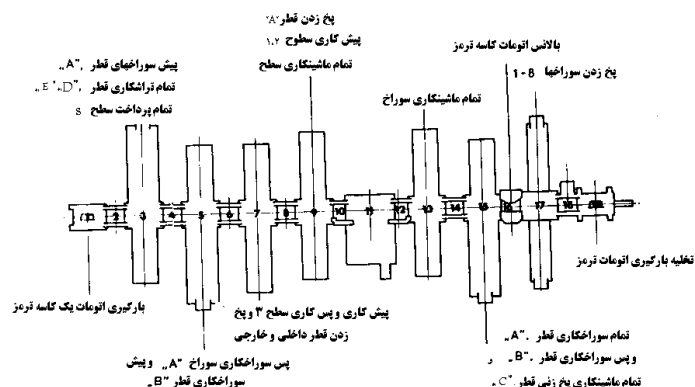
در ماشینهای ابزار ویژه اغلب بعنوان سیستم محرك پیشروی يك سیلندر هیدرولیکی یا يك موتور سه فاز با دور ثابت باضافه جعبه دنده مرحله ای بکار رفته است. همراه با محرك پیشروی سیستم کنترلهای هیدرولیکی با سیمکشی ثابت بکار میبرند. بطور فزاینده سیستم کنترلهای قابل برنامه ریزی (کنترلهای PC) در ماشینهای ابزار ویژه نیز معمول میشود، زیرا به این وسیله هنگام تعویض قطعات امکان برنامه ریزی سریع فراهم است.

امتیازات دیگر امکان حفاظت عملیات ماشینکاری و خطایابی است. با شناسایی سریع علل خطاهای الکتریکی (از کار افتادن کلیدهای نهائی، اضافه بار موتور). همینطور علل خطاهای مکانیکی (شکست مته، سائیدگی ابزار) میتواند زمان توقف ماشین را بمراتب کاهش داد.

۱۲-۲- خطوط انتقال

خطوط انتقال، سیستمهای تولیدی هستند که واحدهای پیشساخته با روند کاری تمام اتوماتیک تشکیل شده و در تولید انبوه بکار میروند. قطعات کاری توسط دستگاههای انتقال قطعه به ایستگاه بعدی انتقال داده میشوند. قطعه ماشینکاری نشده به اولین ایستگاه تحویل و در ایستگاههای بعدی ماشینکاری شده و در آخرین ایستگاه تحویل گرفته میشود. هر ایستگاه يك وظیفه ماشینکاری معینی را بعهده دارد و در کلیه ایستگاهها همزمان

ماشینکاری می‌شود. سیکل زمانی خط تولید توسط ایستگاهی تعیین می‌شود که بیشترین زمان را برای ماشینکاری مصرف می‌نماید. در شکل ۱۲-۴ یک خط تولید مرکب از ۱۹ ایستگاه برای تولید کاسه ترمز کامیون‌ها نشان داده شده است.

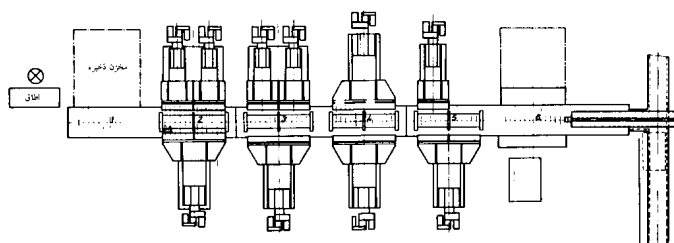


شکل ۱۲-۴: ۱۹ ایستگاه خط انتقال کاسه ترمزهای

کامیون

• بارگیری (ایستگاه ۱) و تخلیه (ایستگاه ۱۹) بطور اتوماتیک انجام می‌گیرد. کاسه ترمزها بصورت قطعات آزاد از اولین ایستگاه تا آخرین ایستگاه بطور اتوماتیک منتقل شده و بطور اتوماتیک منظم و محکم می‌شوند. در ایستگاه ماقبل آخر (۱۸) قطعه تمام شده آزمایش می‌شود.

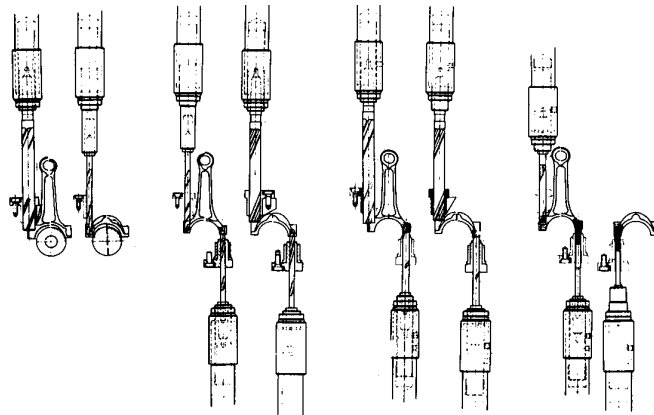
در شکل ۱۲-۵ خط تولید ۶ ایستگاهی برای تولید دسته پیستون و کلاهک آن نمایش داده شده است.



شکل ۱۲-۵: خط انتقال ۶ ایستگاهی برای ماشینکاری دسته پیستونها و کلاهک آنها

قطعات را در اولین ایستگاه بطور دستی در مخزن دستگاه انتقال قرار داده و در ایستگاه ۶ بطور اتوماتیک تخلیه می کنند.

شکل ۱۲-۶ برنامه تولید این خط تولید را نشان می دهد.



شکل ۱۲-۶: برنامه تولید برای ماشینکاری دسته پیستونها و کلاهک آنها

در خطوط تولیدی از همان محرك های پیشروی و همان سیستم های کنترل بکار رفته برای ماشینهای ابزار ویژه استفاده می شود (بخش ۱۲-۱).

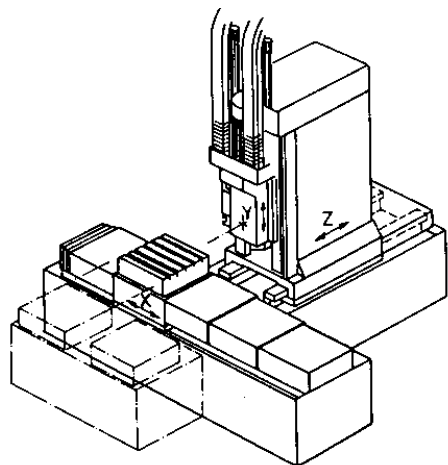
اولین خط تولید با کنترل NC در سال ۱۹۸۲ در یک کارخانه خودروسازی انگلیسی بکار گرفته شد. این خط تولید برای تولید بدنه موتور چهار سیلندر برای موتورهای ۱/۱ و ۱/۶ لیتر طراحی شده است. خط تولید از ۲۸ ایستگاه کاری تشکیل شده است. حرکات کاری توسط موتورهای سه فاز انجام می گیرد.

۱۲-۳- مراکز ماشینکاری

مراکز ماشینکاری ماشینهای ابزار کنترل عددی برای سوراخکاری و فرزکاری هستند که مجهز به دستگاههای تعویض ابزار اتوماتیک در ارتباط با یک مخزن ابزار می باشند.

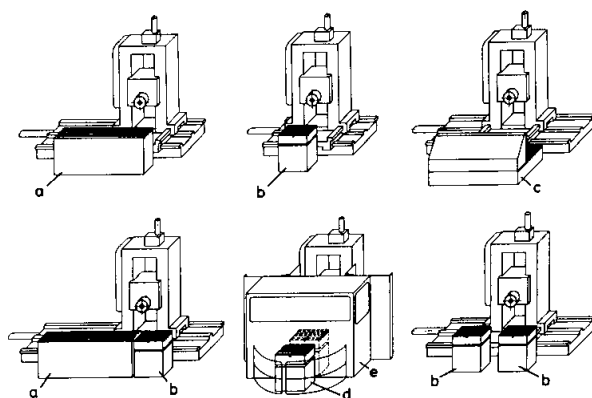
دستگاههای تعویض ابزاری که در بخش ۱۱-۱ بررسی شدند در مراکز ماشینکاری بکار می روند. در اولین مراحل اتوماسیون ماشینها به منظور کاهش زمانهای فرعی در مراکز ماشینکاری از دستگاههای تعویض سرمه و پالتهای معرفی شده در بخشهای ۱۱-۲ و ۱۱-۳ استفاده می شود.

استقرار سه محور انتقالی با کنترل عددی بکار رفته در یک مرکز ماشینکاری در شکل ۷-۱۲ نشان داده شده است.



شکل ۷-۱۲: استقرار محورهای حرکتی در یک مرکز ماشینکاری

اینگونه ماشینها دارای میله کاری افقی هستند. دستگاه تعویض ابزار طبق روش گیره دابل نوع A کار میکند (به شکل ۱۱-۲۴ مراجعه شود) که در شکل ۷-۱۲ ترسیم شده است. در این ماشین حرکت طولی توسط میز یعنی توسط قطعه کار انجام میگیرد. مراکز ماشینکاری که در آنها هر سه حرکت (z,y,x) توسط ابزار انجام میگیرد، امکانات متنوعی برای کاربرد محمل قطعات مختلفی مانند میز مدور بدون و یا با تعویض پالت اتوماتیک، میز ثابت، پالت بارگیری با و بدون زاویه، همینطور ترکیباتی از میز ثابت و میز مدور و در نتیجه امکانات بهینه تطبیق بر مسائل مختلف تولیدی فراهم کرده است (شکل ۸-۱۲).



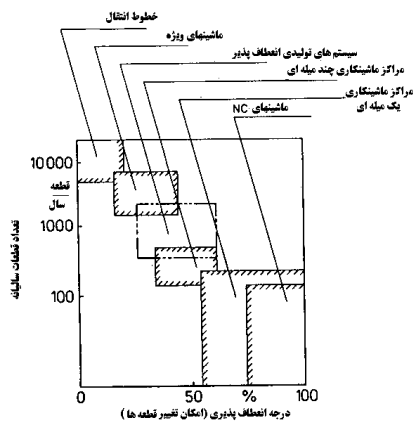
- a = میز ثابت طولی
- b = میز دورانی
- c = صفحه گیره با زاویه
- d = میز مدور با تعویض پالت
- e = محبوس کردن فضای کاری

شکل ۸-۱۲: انواع واحدهای ساختمانی حامل قطعه

این سیستم ها برای زنجیره سازی مراکز ماشینکاری (بخش ۱۲-۴) مناسبند. مراکز ماشینکاری برای تولید سری کم (ماشینهای تک میله ای) و برای تولید سری متوسط (ماشینهای چند میله ای) بکار میروند.

۱۲-۴- سیستمهای تولیدی انعطافپذیر و سلولهای تولیدی انعطافپذیر برای تکتولیدی و تیراژ کم ترجیحاً از ماشینهای ابزار کنترل عددی و برای تولید انبوه از خطوط انتقال استفاده میشود.

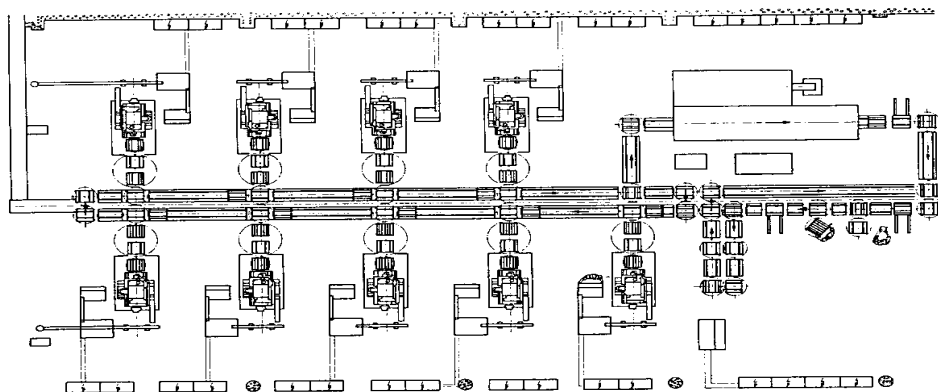
مراکز ماشینکاری تک میله ای و چند میله ای محدوده تک تولیدی و تیراژ کم را میپوشاند (شکل ۱۲-۹).



شکل ۱۲-۹: محدوده برنامه ریزی تولید اقتصادی
تابع تعداد قطعه و درجه انعطاف پذیری

هدف از سیستم های تولیدی انعطافپذیر پوشاندن فاصله بوجود آمده مابین محدوده های نامبرده در فوق میباشد. طراحی ماشینهایی ضرورت پیدا کرده که کارآیی بیشتری نسبت به مراکز ماشینکاری داشته و همزمان انعطافپذیری بیشتری نسبت به خطوط انتقالی داشته باشند. راه حل این مشکل زنجیره سازی مراکز ماشینکاری مختلف با دستگاههای انتقالی متناسب میباشد.

شکل ۱۰-۱۲ اولین امکان تحقق این مسئله بصورت يك سیستم توليدي انعطافپذير را نشان داده شده است.



شکل ۱۰-۱۲: سیستم توليدي انعطافپذير با مراكز ماشینکاری و يك سیستم انتقال

این سیستم توليدي برای قطعات جعبه دنده طراحی شده و تشکیل شده است از ۸ مرکز ماشینکاری که در دو ردیف مستقر شده اند، مابین دو ردیف ماشین روبروي هم سیستم های تدارك و انتقال قطعه قرار داده شده است. پالتهای بارگیری شده توسط سیستم انتقال تا ماشین مربوطه آورده و ۹۰° گردانده و سپس در ایستگاه تحویل (پالت تحویل) تخلیه می گردند.

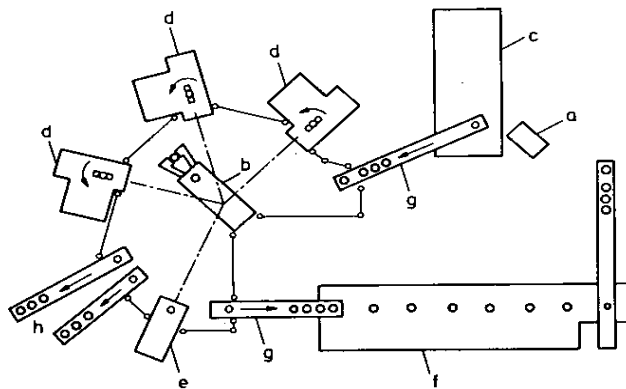
يك سیستم توليد انعطافپذير دیگری برای ماشینکاری قطعات محوري، فلانچ واسط و قطعات فرمان در شکل ۱۱-۱۲ نمایش داده شده است.

این سیستم تشکیل شده است از ماشینهای تراشکاری، سوراخکاری، فرزکاری و دستگاههای برش طول و مرکزیت و دو دستگاههای اندازه گیری مختصات. يك روبات صنعتي مستقر در مرکز عملکرد انتقال قطعات را بعهده دارد.

سلولهای توليدي از نظر تکنولوژی سیستم های توليدي مستقل و با درجه اتوماسیون بالایی هستند که برای زنجیره سازی سیستم های توليدي سطح بالا مناسبند.

با این سیستم ها می توان قطعات مختلفی را بطور اتوماتیک تولید نمود. بطور مثال يك ماشین تراش كنترل عددي، يك سیستم انتقال، يك سیستم اندازه گیری، يك سیستم آماده سازی قطعات و

يك ايستگاه تعويض كه توسط يك سيستم كنترل بهم متصل شده اند، يك سلول دوراني انعطافپذير را تشكيل مي دهند. اگر چندين سلول توليدي انعطافپذير به كمك يك سيستم جريان مواد و يك سيستم اطلاعاتي با يكدیگر بطور زنجيره اي مرتبط شوند. يك سيستم توليدي انعطافپذير ايجاد مي شود.



a- ايستگاههاي تدارك

b = روبوت صنعتي

c = ماشين مركزي كردن و کوتاه كردن

d = ماشين تراش سه نظام عمودي

e = دستگاه اندازه گيري

دومحوري

f = ماشين فرز و

سوراخكاري ويژه

g- فضاي ذخيره

h = ايستگاههاي تفكيك قطعات معيوب

شكل ۱۲-۱۱: سيستم توليدي انعطافپذير براي ماشينكاري قطعات اكسل كاميونها

۱۲-۵- مثال آموزشي:

به منظور توليد انبوه بوش سوپاپ پمپهاي تزريق ديزل، قطعات استوانه اي شكل پيش سوراخ، تمام سوراخ، پخ زني، پيش برزو و تمام برقوزني ميشوند. در كل ۵ اندازه مختلف بوش مورد نياز است. به كمك کدام ماشينها ميتوان اين قطعات را بطور اقتصادي توليد نمود؟

جواب: براي توليد انبوه ماشينهاي ابزار ويژه متشكل از واحدهاي پيش ساخته يا خطوط انتقال بكار ميروند. در اين مورد مناسب است از يك ماشين ميز گرد، افقي - ۵ راهه ۶ ايستگاه استفاده شود (مشابه شكل ۱۲-۲).

در اولين ايستگاه قطعه بارگيري يا تخليه ميشود، در ايستگاههاي ۲ و ۳ و ۴ و ۵ و ۶ قطعه پيش سوراخكاري، تمام

سوراخکاری، پخزنی، پیش برزو و تمام برزوئی میشود، هنگام تغییر اندازه های مختلف تولید، قطعه گیرهائی تعویض میشوند که روی قسمت فوقانی میزگرد قرار دارند.

منابع تکمیلی:

1. Weck, Manfred
Werkzeugmaschinen, band 2, VDI-Verlag 1985 (طراحی و محاسبه).
2. Witte, Horst
Werkzeugmaschinen, 6. Aufl., Vogel Verlag, 1988 (طراحی و محاسبه).
3. Charchut, Tshatsch
Werkzeugmaschinen, 5. Aufl., Hanser Verlag, 1984 (طراحی و محاسبه).
4. ترجمه منبع شماره ۳، مترجم عبدالله ولی‌نژاد ماشینهای ابزار - چاپش دوم ناشر طراح ۱۳۷۸
5. Krar, Oswald, a.o
Technology of Machine Tools, 3 Vol. McGraw- Hill ، 1984.
6. Mel.M.Schwarts
Machining Source Book, A Collection of Outstanding Articles from the Technical literatures, ASM International ، 1988.
7. Yoram Koren
Computer Control of Manufacturing Systems
International Student Edition, McGraw – Hill ، 1983.
8. V. Arshinov, a.o.
Metal Cutting Theory and Cutting Tool Design
Mir ، 1976.
9. Town, Harold Clifford
The Design and Construction of Machine Tools
H. C. Town, London ، 1971.
10. N. Chernov, Machine Tools, Mir, Mascow ، 1975.
11. N. Acherkn, D.Sc. Machine Tools Design Vol. 1,2,3
Mir, Moscow ، 1969.
12. A.J. Lissaman, S.J. Martin
Principles of Engineering Production
Hodder a. Stoughton London ، 1980.
13. DB. Wellbourn, J.D. Smith
Machine Tools Dynamics, an Introduction
Cambridge University Press, 1970.

14. Sen, G. C. Bhattacharyya, A.

Principles of Machine Tools

New Central Book Agency (P) Ltd. India, 1998.

15. Rao, R. V.

Metal Cutting and Machine Tools

S. K. Kataria, 1998.