



فن گستران خودروی توسن

پروژه : ساخت بالانسرهاپ

سرپرست تیم : دکتر امیر هاشمی

مسئول پروژه : مهدی ستار

اعضای تیم :

محمد سعید صافی زاده

آریان تاج الدینی

سید محمد طاها حسینی

محمد امین صادقی

تابستان ۱۴۰۳

۴	۱. چکیده
۴	۲. مقدمه
۴	۳. بررسی استاندارد های بالانس ISO و API
۵	۳.۱. مقدمات نابالانسی و ارتعاشات
۸	۳.۲. محاسبه ارتعاشات در استاندارد ISO21940
۱۳	۳.۳. محاسبه مقدار ارتعاشات در استاندارد API684
۱۴	۳.۴. اندازه گیری و محاسبه ارتعاشات در استاندارد ISO20816
۱۹	۴. روش ها و مکانیزم های بالانس هاب
۱۹	۴.۱. تئوری بالانس چند صفحه یک روتور
۲۳	۴.۲. مکانیزم های پیاده سازی تئوری بالانس
۲۵	۴.۳. مکانیزم سنجش فاز نسبی
۲۷	۵. بررسی انواع سازه های نگهدارنده بالانس
۲۸	۵.۱. فرآیند تعیین نابالانسی
۲۸	۵.۲. ایزوله کردن ارتعاشات روتور
۲۹	۵.۳. نوع داده برداری از ارتعاش روتور
۲۹	۵.۴. بازه سرعت کاری تشخیص نابالانسی
۳۰	۵.۵. دقت اندازه گیری مقدار نابالانسی
۳۱	۵.۶. میزان نابالانسی اولیه
۳۱	۵.۷. اطلاعات اضافی در مورد بالانس های سافت و هارد
۳۵	۶. کالیبراسیون روش هارد بیرینگ
۳۵	۶.۱. شرایط کالیبره
۴۳	۶.۲. سنسورهای معمول استفاده شده
۵۵	۶. سنسور دور سنجی
۵۵	۶.۱. انواع دورسنجی
۵۶	۶.۲. نمونه های مشابه
۵۷	۶.۳. راه حل های پیشنهادی
۶۱	۶.۴. سنسور پیشنهادی
۶۲	۷. سنسور شتاب سنجی یا نیروسنجی
۶۲	۷.۱. سنسور شتاب سنجی برای روش راشبن

- ۷.۲. سنسور نیروسنج برای سازه هارد بیرینگ..... ۶۴
۸. داده برداری اولیه از روی یک ستاپ ساده ۶۴
- ۸.۱. داده های شتاب سنج ۶۴
۹. ساخت داده برداری اولیه ۶۴

۱. چکیده

موتور سیکلت های برقی شرکت فن گستران خودروی توسن دارای چرخ عقب به همراه الکتروموتور آن میباشد که به اصطلاح به آن هاب گفته می شود. باتوجه به الزامات استاندارد ملی ایران ، هاب موتورسیکلت برقی همانند چرخ های دیگر موتورسیکلت ها و حتی چرخ جلوی موتورسیکلت های شرکت فن گستران خودروی توسن ، نیازمند چک کردن میزان نابالانسی و بالانس کردن هاب میباشد. لذا در این پروژه به ساخت یک دستگاه برای بالانس کردن هاب پرداخته می شود.

کلمات کلیدی : توسن ، هاب ، بالانسی ، نابالانسی ، موتورسیکلت

۲. مقدمه

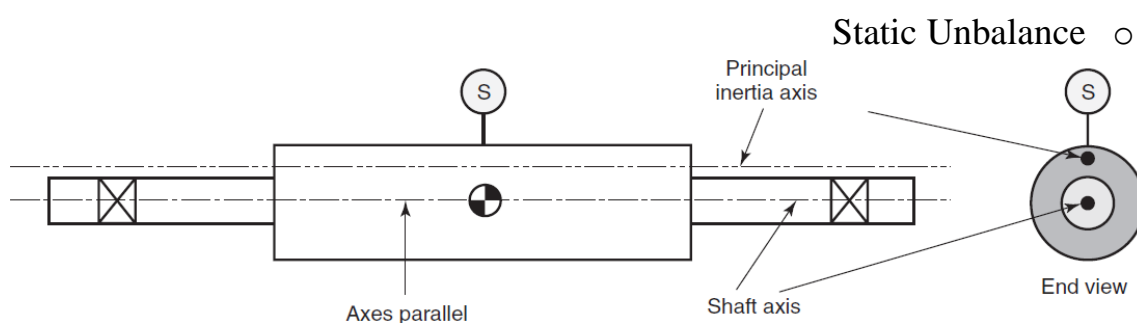
هر قطعه مدوری که ساخته میشود ، یا به علت عدم رعایت فرآیند ساخت یا بعد مدتی استفاده به خاطر اضافه شدن یا کم شدن اجزای از روتور ، در آن نابالانسی ایجاد میشود که باید رفع شود. نابالانسی به صورت یک نیروی گریز از مرکز به صورت شعاعی و به سمت خارج از روتور نیرویی وارد میکند که با توجه به وجود میرایی در سیستم ، این نیرو با محلی که بیشترین دامنه نوسانات را دارد ، یک مقدار فازی را داراست که به علت عدم اطلاع از مقدار جرم و موقعیت بیشترین دامنه نوسانات و فاز آن با نیروی گریز از مرکز ، توانایی بالانس هاب بدون وجود دستگاهی امکان پذیر نخواهد بود. همچنین ماهیت چرخش هاب و چرخ بدون الکتروموتور روی موتورسیکلت کاملاً متفاوت است. چرا که چرخ عادی موتورسیکلت به شافت دستگاه بالانسر آپاراتی ها متصل شده و همراه با آن میچرخد و عمل بالانس کردن اتفاق می افتد. ولی شافت هاب ثابت بوده و روتور بیرونی الکتروموتور و تایر باهم میچرخند و این نوع بالانس کردن تا به امروز در بعد صنعتی در ایران اجرایی نشده است. بنابراین باید مکانیزمی طراحی شده و اجرایی شود تا بتوان به کمک آن این نابالانسی در روتور یا هاب را برطرف کرد.

۳. بررسی استاندارد های بالانس ISO و API

۳/۱/۱. دسته بندی انواع آنبالانسی (با فرض صلب بودن روتور)

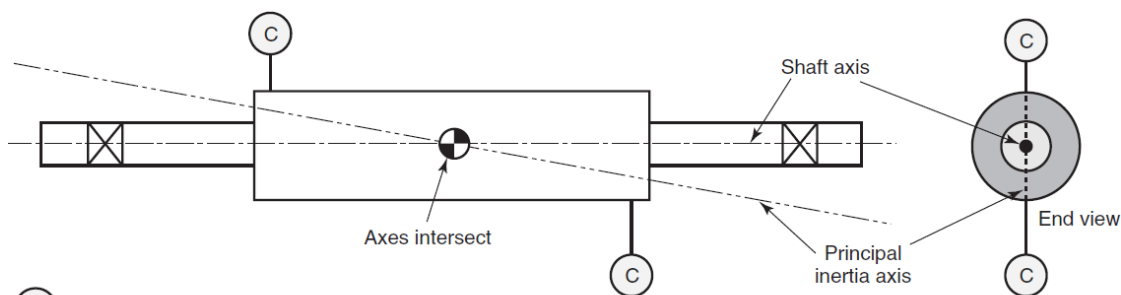
در آنبالانسی استاتیک، زاویه فاز و مقدار ارتعاش ثابت شده در هر دو صفحه مرجع یکسان می باشد؛ در صورتی که در آنبالانسی ممانی، زاویه های فاز با یکدیگر ۱۸۰ درجه تفاوت دارند (این قاعده برای زمانی است که تکیه گاه های شفت حالت متفاز نسبت به هم داشته باشند). آنبالانسی استاتیک موجب جابه جایی محور اینرسی اصلی می شود و آنبالانسی ممانی موجب مورب شدن محور اینرسی اصلی می گردند. بنابراین در آنبالانسی دینامیک که مجموعی از آنبالانسی استاتیک ممانی می باشد، محور اصلی اینرسی با محور چرخش شفت حالت متفاز پیدا می کند.

محور اصلی اینرسی : هر جسم دارای سه محور اصلی اینرسی می باشد به گونه ای که هیچ جفت متمایز از این سه محور دارای محور اینرسی حاصل ضرب نباشد ($I_{xy} = 0$). یک جسم دلخواه به طور طبیعی و پایدار می تواند بدون تغییر حرکت حول محور های اینرسی اصلی خود بچرخد. زمانی گفته می شود که یک جسم دلخواه به صورت صلب، بالانس شده است که محور اصلی اینرسی با محور هندسی و محور چرخش شفت منطبق باشد.



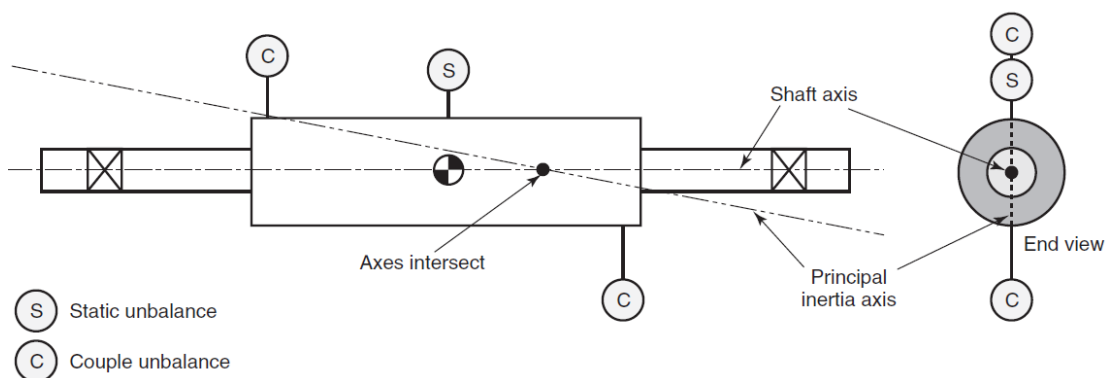
○ S Static unbalance

○ Coupled/Moment Unbalance

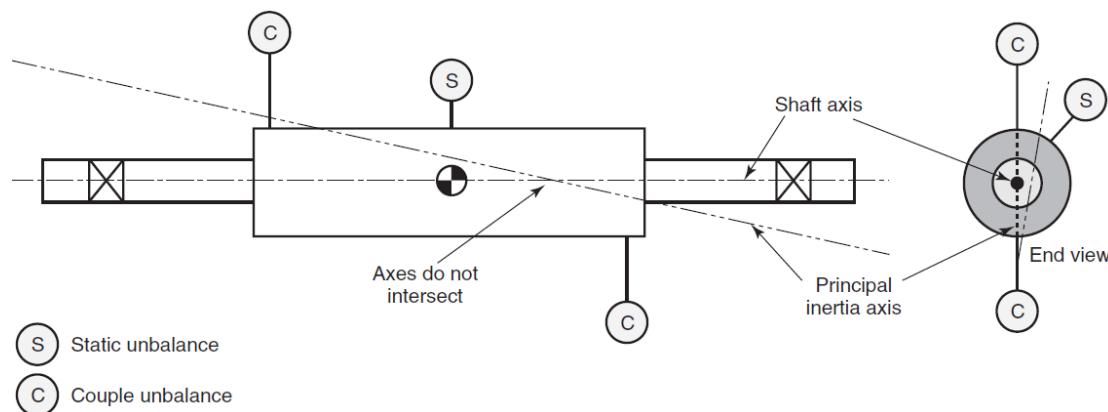


○ C Couple unbalance

○ Quasi-Static Unbalance



Dynamic Unbalance ○



شکل ۱) انواع نابالسی های روتور صلب

۳/۱/۲. علل ایجاد آنبالانسی

i. کمائی شدن^۱

مشکلات ساختی که باعث خم بودن شفت می شود (مشکل تراشکاری شفت های بزرگ و قطور).

ii. عدم انطباق محور چرخش با محور شفت^۲ (وجود حفره در ریخته گری شفت)

iii. عدم تقارن شفت (ویژگی هندسی میل لنگ، بادامک متصل به شفت، خار شفت)

iv. اعوجاج^۳

در صورتی که روتور و قطعاتی که بر روی آن نصب می شوند، بعد از مراحل ساخت (ریخته گری، جوشکاری، پرسکاری، کشش^۴، دمش^۵) تنش گیری نشده باشند، در حین کار این تنش ها آزاد شده و روتور پس از مدتی فعالیت، دچار اعوجاج شده و آنبالانس می گردد.

همچنین به دلیل وجود نقص هایی که در متریال روتور وجود دارد؛ افزایش دما باعث تغییر ابعاد هندسی ناهمگون روتور می شود. به این دلیل شفت های توربین ها باید از تست پایداری دمایی عبور کنند.

v. خوردگی، پوسیدگی و خراشیدگی

vi. خطای مونتاژ قطعات بالانس شده

^۱ Bow

^۲ Eccentricity

^۳ Distortion

^۴ Drawing

^۵ Extrusion

قطعاتی نظیر کوپلینگ ها، نشت بند ها، چرخ دنده هایی که به صورت shrink fit بر روی روتور نصب می شوند؛ می توانند علی رغم بالانس بودنشان به دلیل نقص هایی مونتاژی باعث ایجاد آنبالانسی شوند.

vii. تolerانس تجمیعی

viii. تolerانس لقی

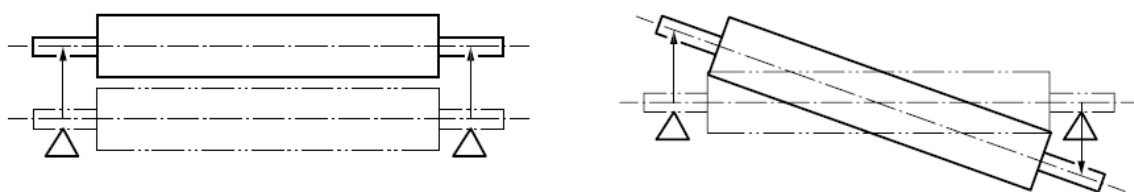
بستن پولی بر روی شفت با ست اسکرو زمانی شفت داخل پولی اندکی لق باشد باعث ایجاد آنبالانسی می شود.

همه موارد بالا در به وجود آمدن آنبالانسی نقش دارند. به بردار مجموع این آنبالانسی ها که دارای اندازه و فاز می باشد نقطه سنگین^۶ می گویند. فرایند بالانس کردن نیز فرایند تشخیص این بردار مجموع و حذف آثار آن به وسیله اضافه یا کم کردن وزن در قسمتی از روتور می باشد.

۳/۱/۳. مدلسازی رفتار روتور

۳.۱.۳.۱. روتور صلب^۷

در این مدلسازی از انعطاف خود روتور صرف نظر شده و مد صلب جابه جایی و ارتعاش برای روتور در نظر گرفته می شود (همانند دو تصویر پایین) که در آن تنها بیرینگ ها و سازه نگهدارنده خاصیت انعطاف پذیری از خودشان نشان می دهند و باعث جابه جایی روتور می شوند.



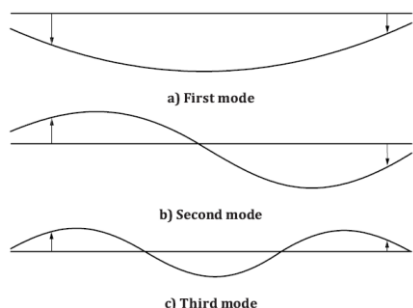
شکل ۲) روتور صلب

۳.۱.۳.۲. روتور منعطف^۸

در این روتور ها مرکز جرم روتور به صورت تابعی از ارتعاش جابه جا می شود. (آنبالانسی متغییر) در دو زمان مدلسازی روتور به صورت منعطف مهم می شود :

۱. در سرعت های بالا حوالی و حتی بالاتر از اولین مود رزونانس انعطاف پذیری

۲. در تolerانس ارتعاشی پایین حتی هنگام چرخش با سرعت های کم



شکل ۳) خاصیت الاستیک شفت

عوامل ایجاد انعطاف پذیری در روتور:

۱. خاصیت الاستیک شفت

۲. خاصیت الاستیک قطعات مونتاژی

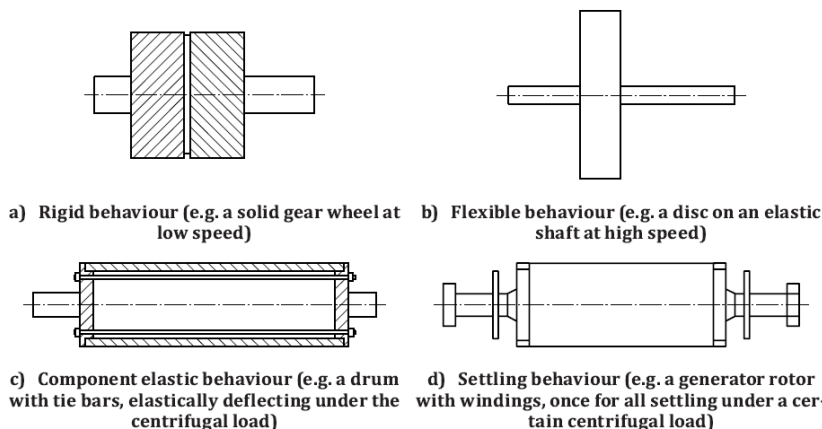
Heavy Spot^۶
Rigid Rotor^۷
Flexible Rotor^۸

در سرعت بالا، به دلیل نیروی گریز از مرکز، درگ هوا و دما قطعات پلاستیکی، لاستیکی، میله، تسمه و صفحه های فلزی نازک و ... دچار تغییر شکل و ایجاد آنبالانسی می شوند.
۳. رفتار حالت پایدار

برخی از دستگاه ها به گونه ای ساخته می شوند تا قطعات بعد از رسیدن به سرعت خاصی در جای خود قرار میگیرند و نسبت به حالت ایستا تغییر مکان می دهند. در این دستگاه ها، نیاز به بالانس مجدد در سرعت کاری مورد نظر وجود دارد.

طبق یک حساب سرانگشتی، روتور هایی که در سرعت کاری کمتر از ۷۰٪ سرعت بحرانی خود کار می کنند را با حالت صلب و روتور هایی که در سرعت کاری بیش از ۷۰٪ سرعت بحرانی خود کار می کنند را با حالت منعطف مدلسازی می کنند. روتور هایی که با فرض حالت صلب بالانس شده است؛ در تمامی سرعت های کمتر از ۷۰٪ سرعت بحرانی بالانس می باشد. اما روتوری که با فرض حالت منعطف بالانس شده است، در سرعت های کمتر از ۷۰٪ سرعت بحرانی، نابالانس می باشد. در این موارد که روتور ها در هر دو سرعت کار می کنند؛ بهترین راه بالانس کردن روتور در صفحات آنبالانسی می باشد.

در دستگاه های بالانس در سرعت کم، به خاطر اینکه رفتار روتور را می توان صلب در نظر گرفت، نابالانسی دینامیک فرض می شود (مجموعی از استاتیک و ممانی) و روتور را با فرض صلب بودن، بالانس خواهد شد. در روتور های با سرعت بالا (۲۵۰۰۰ دور بر دقیقه) به دلیل انحراف فرض صلبیت از واقعیت، فرایند بالانس در دورکاری انجام می شود.



شکل ۴ تفاوت بین (a) روتور صلب و (b) روتور منعطف

۳, ۲. محاسبه ارتعاشات در استاندارد ISO21940

۳, ۲/ ۱. معرفی اصطلاحات

▪ صفحه مرجع^۹

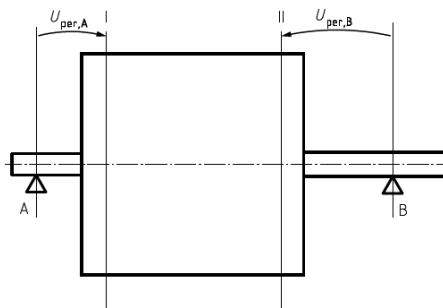
صفحه مرجع به صفحه ای گفته می شود که بازه تolerانسی ارتعاشی برای آن صفحه در نظر گرفته می شود و باید ارتعاش در آن صفحه در محدوده مجاز قرار بگیرد. با توجه به اینکه عموماً هدف از فرایند بالانس کردن، کاهش

^۹ Reference Plane, Tolerance Plane

ارتعاشات و نیروهای اعمالی به بیرینگ ها می باشد؛ صفحات بیرینگ ها به عنوان صفحات مرجع در نظر گرفته می شوند.

▪ صفحه تصحیح^{۱۰}

به صفحه ای که برای بالانس کردن روتور در آن جرم بالانس گذاشته می شود، صفحه تصحیح گفته می شود. این دو صفحه در شکل پایین قابل مشاهده هستند.



Key
A, B bearings, bearing planes (= tolerance planes)
I, II correction planes

شکل ۵) صفحات تصحیح

▪ آنبالانسی مجاز $(U_{per} \equiv g.mm)^{11}$

به میزان آنبالانسی مجاز سیستم بر روی صفحه گذرنده از مرکز جرم روتور و عمود بر روتور گفته می شود.

▪ آنبالانسی مجاز بر واحد جرم روتور $(e_{per} \equiv g.mm/kg)^{12}$

$$e_{per} = \frac{U_{per}}{M_{rotor}} \quad [1]$$

این پارامتر در صورتی که روتور تنها دارای آنبالانسی استاتیک باشد، میزان انحراف محور روتور از محور موازی عبوری از مرکز جرم روتور را نمایش می دهد اما در صورتی که آنبالانسی مجموعی از تاثیرات آنبالانسی استاتیک و ممانی باشد؛ این پارامتر به صورت مجازی نمایانگر آنبالانسی خواهد بود و در روابط استفاده خواهد شد.

▪ آنبالانسی باقی مانده $(U_{res} \equiv g.mm)^{13}$

به میزان آنبالانسی باقی مانده سیستم بر روی صفحه گذرنده از مرکز جرم روتور و عمود بر روتور پس از انجام فرایند بالانس گفته می شود که در شرایط زیر، مجاز شمرده می شود.

$$U_{res} \leq U_{per} \quad [2]$$

▪ نقطه سنگین^{۱۴}

Correction Plane^{۱۰}

Permissible Unbalance¹¹

Permissible Specific Unbalance¹²

Residual Unbalance¹³

Heavy Spot¹⁴

برایند آنبالانسی های مختلف به صورت یک بردار به سمت یک نقطه مشخص هستند که به آن نقطه سنگین می گویند. در فرایند بالانس نیز، هدف تشخیص مقدار و زاویه نقطه سنگین است تا بتوان آن را جبران کرد.

▪ رده بندی ارتعاشی $(Gx, x \equiv)^{۱۵}$

با توجه به معادله زیر، عبارت $e_{per} * \omega$ برای یک دستگاه و دستگاه های مشابه آن مقداری ثابت می باشد که با توجه به شرایط مشابه موجود برای ماشین آلات مختلف، تعدادی از این مقادیر ثابت که نسبت به یکدیگر مضرب ۲.۵ هستند، انتخاب شده و به صورت تجربی، طبق جدول استاندارد برای کاربرد های مختلف به ماشین آلات گوناگون نسبت داده می شود. این مقادیر در جدول پایین قابل مشاهده هستند.

$$e_{per} * \omega = Gx, x (const) \quad [3]$$

۳/۲/۲. محاسبه آنبالانسی مجاز برای بالانس تک صفحه (استاتیک)

پس از انتخاب رده بندی ارتعاشی ، با توجه به دور کاری دستگاه (دور بر دقیقه)^{۱۶} با استفاده از جدول زیر و یا رابطه ۳ می توان آنبالانسی مجاز واحد جرم روتور را بدست آورد. سپس با توجه به رابطه ۱ میزان آنبالانسی محاسبه می شود.

Table 1 — Guidance for balance quality grades for rotors with rigid behaviour

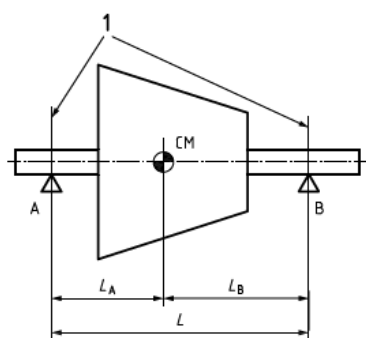
Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $\epsilon_{\text{per } \Omega}$ mm/s
Crankshaft drives for large, slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large, slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and locomotives	G 100	100
Cars: wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft drives, inherently balanced, elastically mounted	G 40	40
Agricultural machinery Crankshaft drives, inherently balanced, rigidly mounted Crushing machines Drive shafts (cardan shafts, propeller shafts)	G 16	16
Aircraft gas turbines Centrifuges (separators, decanters) Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm Fans Gears Machinery, general Machine tools Paper machines Process plant machines Pumps Turbo chargers Water turbines	G 6,3	6,3
Compressors Computer drives Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds above 950 r/min Gas turbines and steam turbines Machine-tool drives Textile machines	G 2,5	2,5
Audio and video drives Grinding machine drives	G 1	1
Gyroscopes Spindles and drives of high-precision systems	G 0,4	0,4
NOTE 1 Typically, completely assembled rotors are classified here. Depending on the particular application, the next higher or lower grade may be used instead. For components, see Clause 9 .		
NOTE 2 All items are rotating if not otherwise mentioned (reciprocating) or self-evident (e.g. crankshaft drives).		
NOTE 3 For some additional information on the chosen balance quality grade, see Figure 2 which contains generally used areas (service speed and balance quality grade G) based on common experience.		
NOTE 4 For some machines, specific International Standards stating unbalance tolerances exist.		
NOTE 5 The selection of a balance quality grade G for a machine type requires due consideration of the expected duty of the rotor when installed <i>in situ</i> which typically reduces the grade to a lower level if lower vibration magnitudes are required in service.		
NOTE 6 The shaft height of a machine without feet, or a machine with raised feet, or any vertical machine, is to be taken as the shaft height of a machine in the same basic frame, but of the horizontal shaft foot-mounting type. When the frame is unknown, half of the machine diameter should be used.		

جدول (۱) گرید های مختلف استاندارد برای محدوده مجاز ارتعاشات

۳/۲/۳. محاسبه مقادیر آنبالانسی مجاز برای بالانس دو صفحه (دینامیک)

U_{per} تحت عنوان مجموع تلرانس ارتعاشی بر روی صفحه عمود بر شفت و گذرنده از مرکز جرم روتور، تعریف می شود. بنابراین با توجه به اینکه تاثیر آنبالانسی بر روی هر کدام از صفحات مرجع به دلیل ابعاد هندسی روتور متفاوت است، برای هر صفحه به طور جداگانه آنبالانسی مجاز را محاسبه میکنیم. برای این منظور؛ ابتدا همانند روش بالا U_{per} را محاسبه کرده سپس با توجه به نوع دستگاه، ارتعاش مجاز هر صفحه را بدست می آوریم.

Indoor Rotor ■



$$U_{per A} = U_{per} * L_B / L$$

$$U_{per B} = U_{per} * L_A / L$$

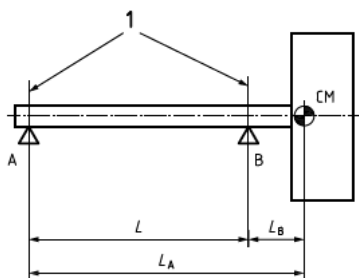
Indoor Rotor (شکل ۶)

Limitations: – otherwise target is set to bound

$$MAX(U_{per A}, U_{per B}) \leq 0.7 U_{per}$$

$$MIN(U_{per A}, U_{per B}) \geq 0.3 U_{per}$$

Outdoor Rotor ■



$$U_{per A} = U_{per} * L_B / L$$

$$U_{per B} = U_{per} * L_A / L$$

Outdoor Rotor (شکل ۷)

Limitations: – otherwise target is set to bound

$$MAX(U_{per A}, U_{per B}) \leq 1.3 U_{per}$$

$$MIN(U_{per A}, U_{per B}) \geq 0.3 U_{per}$$

Key

1 tolerance planes (= bearing planes)

A, B bearings

CM centre of mass

L bearing distance

L_A distance from the plane of the centre of mass to bearing plane A

L_B distance from the plane of the centre of mass to bearing plane B

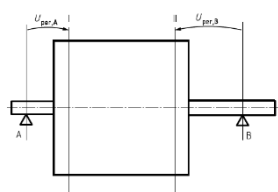
استثنا : مقادیر بالا برای زمانی صحت دارند که جرم روتور در حدود ۳۰٪ جرم کل باشد.

در صورتی که جرم روتور کمتر از ۱۰٪ جرم کل باشد، میزان آنبالانسی مجاز تا ۳ برابر افزایش می یابد.
در صورتی که جرم روتور بیش از ۹۰٪ جرم کل باشد، میزان آنبالانسی مجاز تا ۳ برابر کاهش می یابد.

۳/۲/۴. محاسبه مقدار آنبالانسی مجاز برای صفحات تصحیح

مقادیر محاسبه شده در بخش پیش، مقادیر آنبالانسی مجاز در صفحات مرجع بود. برای محاسبه مقدار آنبالانسی مجاز در صفحات تصحیح با توجه به ساختار دستگاه می توان از روابط پایین بهره برد.

■ صفحات تصحیح در میان صفحات مرجع



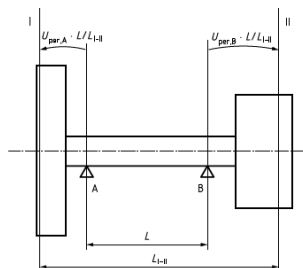
$$U_{per I} = U_{per A}$$

$$U_{per II} = U_{per B}$$

Key
A, B bearings, bearing planes (= tolerance planes)
I, II correction planes

شکل ۸) محاسبه مقدار نابالانسی برای حالت Middle

■ صفحات مرجع در میان صفحات تصحیح



$$U_{per I} = U_{per A} * \frac{L}{L_{I-II}}$$

$$U_{per II} = U_{per B} * \frac{L}{L_{I-II}}$$

Key
A, B bearings, bearing planes (= tolerance planes) L bearing distance
I, II correction planes L_{I-II} distance between correction planes I and II

شکل ۹) محاسبه مقدار نابالانسی در حالت های دیگر

۳/۳. محاسبه مقدار ارتعاشات در استاندارد API684

میزان آنبالانسی مجاز (U_{per}) در واحد SI از رابطه زیر محاسبه می شود :

$$U_{per} = 6350 \frac{W}{N} (g.mm)$$

U_{per} : بیشینه مقدار مجاز آنبالانسی باقی مانده برای هر صفحه تصحیح با واحد (g.mm)

W : وزن استاتیک بر روی هر بیرینگ (Kg)

N : بیشینه سرعت پیوسته روتور بر حسب دور بر دقیقه

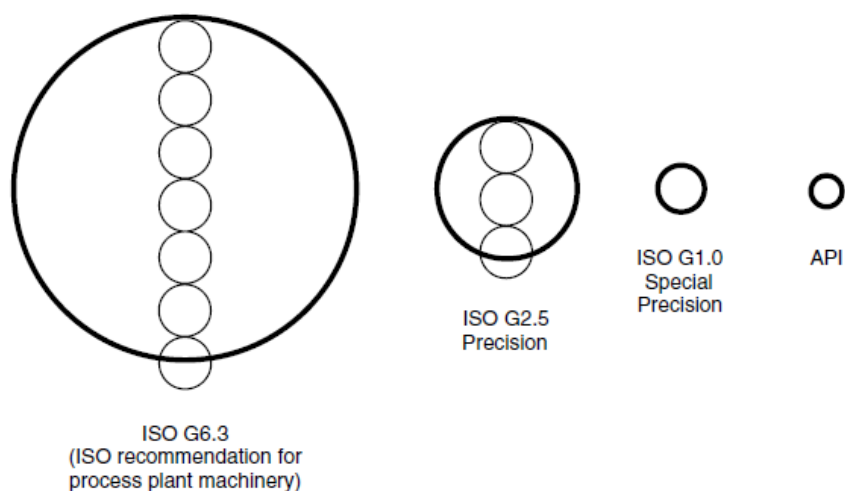


Figure 5-8—Shaft Centerline Unbalance Orbits (Based on ISO and API Standards)

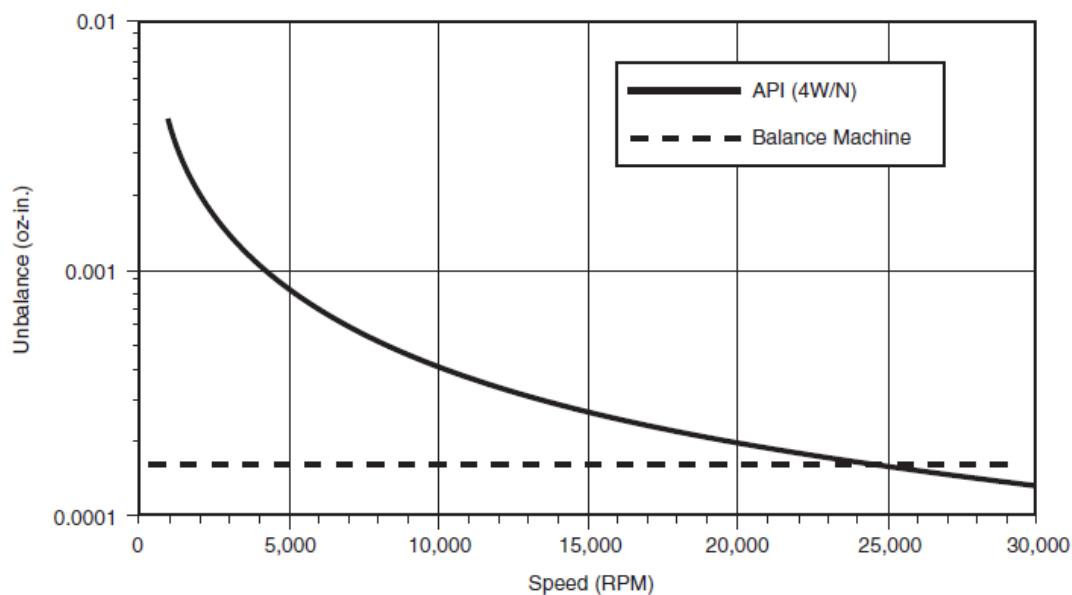


Figure 5-9—Unbalance Versus Speed for API Limits and Balance Machine Limit (Calculated at $W = 1$ pound)

شکل ۱۰) شمای نابالانسی های مجاز در استاندارد های ISO و API

۳/۴. اندازه گیری و محاسبه ارتعاشات در استاندارد ISO20816

۳/۴/۱. انواع روش های اندازه گیری

- اندازه گیری نسبی^{۱۷}

در این روش، ارتعاشات روتور نسبت محلی که سنسور بسته شده است؛ اندازه گیری می شود. بدین جهت ارتعاشات سازه دستگاه تأثیری بر داده جمع آوری شده از ارتعاشات روتور ندارد. در این روش اندازه گیری عموماً از سنسور مجاورت اثر هال^{۱۸} استفاده می شود؛ به گونه ای که به صورت مستقیم بر روی بیرینگ ها و یا با استفاده از یک پایه نگهدارنده متصل به بدنه به دستگاه بسته می شود و با اندازه گیری مستقیم فاصله تا سطح روتور، ارتعاشات را اندازه گیری می کند. این روش به صورت عمومی برای داده برداری ارتعاشات اجسام دوار استفاده می شود.

- اندازه گیری مطلق^{۱۹}

در این روش، داده برداری نسبت به سیستم لخت (زمین اطراف) عمدتاً به وسیله ارتعاش سنج های مبتنی بر سرعت سنجی و شتاب سنجی^{۲۰} انجام می شود.

- واحد های اندازه گیری

- مکانیزم های دوار -> فاصله قله تا قله^{۲۱}

- مکانیزم های رفت و برگشتی -> متوسط مربع سرعت^{۲۲}

- انواع اهداف اندازه گیری

- بررسی عملکردی^{۲۳}

به بررسی و جمع آوری اطلاعات عملکردی یک دستگاه در بازه های زمانی تکرارپذیر و مشخص تست بررسی عملکردی گفته می شود. برای اندازه گیری ارتعاشات با این هدف، نیازی نیست که تمامی اطلاعات ارتعاشی موتور توسط ۳ سنسور در سه جهت بر روی هر بیرینگ بررسی شود و استفاده از یک سنسور بر روی هر بیرینگ در صورتی که اطلاعات مورد نیاز ما را بدهد کافی می باشد. شرایط این تست باید کاملاً مطابق شرایط واقعی بوده و در غیر اینصورت باید بررسی های لازم منظور گردند.

- تست تایید محصول^{۲۴}

- معیار های ارزیابی ارتعاش

Relative Measurement^{۱۷}

Hall Effect Proximity Probe^{۱۸}

Absolute Measurement^{۱۹}

Seismic Transducer^{۲۰}

Peak-Peak Displacement^{۲۱}

Velocity RMS (Vibration Energy)^{۲۲}

Operational Monitoring^{۲۳}

Acceptance Test^{۲۴}

دو معیار کلی در اندازه گیری ارتعاشات یک دستگاه وجود دارد؛
۱. دامنه ارتعاشات لحظه ای

۲. تغییر در دامنه ارتعاشات به صورت دوره ای

برای اولین معیار، جدول محدوده ارزیابی^{۲۵} وجود دارد که به ۴ ناحیه A,B,C,D به ترتیب بر اساس میزان ارتعاش، تقسیم بندی می شود. در ناحیه A بیشتر، ماشین آلات نو قرار می گیرند. ناحیه B محدوده عملکردی مناسب است. ناحیه C ناحیه هشدار است و در ناحیه D امکان بروز آسیب وجود دارد. مقدار کمی این ناحیه ها توسط شرکت سازنده تعیین می شود.

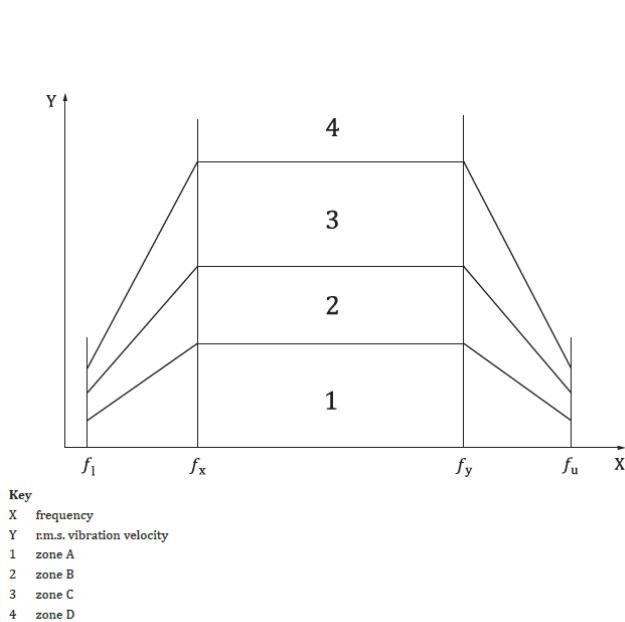
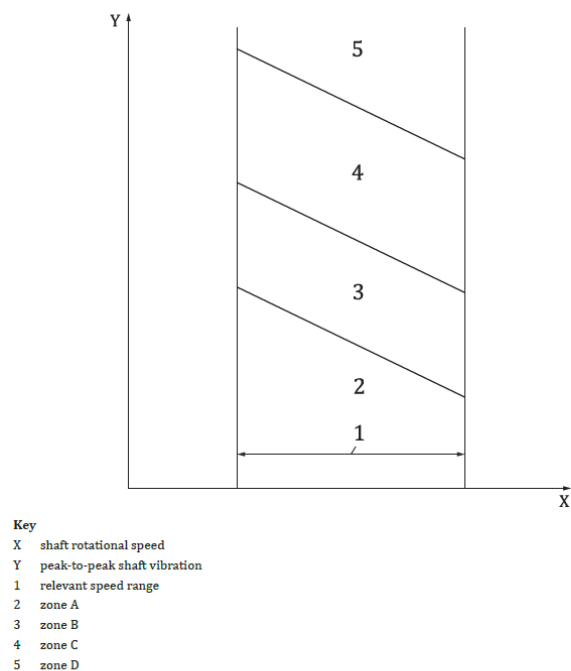


Figure 9 — General form of vibration velocity evaluation criteria

نمودار (۲) نمودار معیار عملکردی ارتعاشی بر حسب سرعت



NOTE The actual values for vibration at the zone boundaries and the relevant speed range vary for different types of machines. It is important to select the relevant criteria and to avoid incorrect extrapolation.

Figure 10 — Generalized example of evaluation criteria for shaft vibration

نمودار (۱) نمودار معیار عملکرد ارتعاشی بر حسب جابجایی

در دومین معیار ارتعاش، ارتعاش میانگین را به صورت دوره ای حساب می کنند. افزایش و یا کاهش این ارتعاش می تواند نشان از تغییری در سیستم باشد.

$$\bar{x} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt$$

$$\bar{y} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} y(t) dt$$

• اندازه گیری و گزارش ارتعاش

Key	
1	transducer A waveform
2	transducer A
3	transducer B waveform
4	transducer B
x, y	fixed reference axes
0	time-integrated mean position of orbit
\bar{x}, \bar{y}	time-integrated mean values of shaft displacement
K	instantaneous position of shaft centre
P	position of shaft for maximum displacement from time-integrated mean position
S_1	instantaneous value of shaft displacement
S_{\max}	maximum value of shaft displacement from time-integrated mean position 0
S_{A1}, S_{B1}	instantaneous values of shaft displacement in directions of transducers A and B, respectively
$S_{(p-p)\max}$	maximum value of peak-to-peak displacement
$S_{A(p-p)}, S_{B(p-p)}$	peak-to-peak values of shaft displacement in directions of transducers A and B
NOTE	In this example sketch, $S_{A(p-p)} = S_{(p-p)}$ since $S_{A(p-p)} > S_{B(p-p)}$.

Locus of Motion^{۲۶}

دست آورده ایم تخمین بزنیم. برای این منظور، سه روش ذکر خواهد شد که هر کدام با توجه به فرض حرکتی خود، دارای بیشینه درصد خطای مشخص می باشند.

• حرکت دایره ای^{۲۷}

این تخمین می تواند تا ۴۰ درصد مقدار ارتعاش را کمتر از مقدار واقعی تخمین بزند.

$$(S_{P-P})_{max} = (S_{P-P})_A \text{ یا } (S_{P-P})_B$$

• حرکت تخت^{۲۸}

این تخمین می تواند تا ۳۰ درصد مقدار ارتعاش را بیشتر از مقدار واقعی تخمین بزند.

$$(S_{P-P})_{max} = \sqrt{(S_{P-P})_A^2 + (S_{P-P})_B^2}$$

• حرکت سینوسی^{۲۹}

این تخمین از دو تخمین دیگر از لحاظ میزان تقریب بهتر بوده اما پیچیدگی های پیاده سازی و عملیاتی خود را از جهت همزمانی داده برداری هر دو سنسور در هر لحظه را دارد.

$$S_{max} = [S(t)]_{max} = \sqrt{S_A^2(t) + S_B^2(t)}$$

$$(S_{P-P})_{max} = 2 * S_{max}$$

۳/۴/۲. تبدیل واحد های اندازه گیری ارتعاش به یکدیگر

برای داده های ذخیره شده در یک ارتعاش سنجی با فرکانس مشخص f_i رابطه زیر برقرار است :

$$v_{i,rms} = \sqrt{\frac{1}{T} * \int_0^T v(t)^2 dt}$$

برای محاسبه V_{rms} از رابطه زیر استفاده می شود

$$V_{rms} = \sqrt{\sum v_{i,rms}^2}$$

برای داده هایی که حاصل جمع تعدادی از هارمونیک های ساده باشند و دارای ارتعاش رندم و ضربه ای نباشند رابطه زیر میان جابه جایی قله به قله آنها، مربع سرعت و فرکانس ارتعاشی آنها وجود دارد:

Circular Motion^{۲۷}
Flat Motion^{۲۸}
Sinusoidal Motion^{۲۹}

$$S_i = \frac{10^3 \sqrt{2} * v_i}{\pi * f_i}$$

با توجه به رابطه بالا بدست می آید

$$V_{rms} = 10^{-3} \pi \sqrt{\frac{1}{2} \sum (S_i * f_i)^2}$$

به طریق مشابه بدست می آید که

$$V_{rms} = \frac{10^3}{2\pi} \sqrt{\sum \left(\frac{a_i}{f_i}\right)^2}$$

۴. روش ها و مکانیزم های بالانس هاب

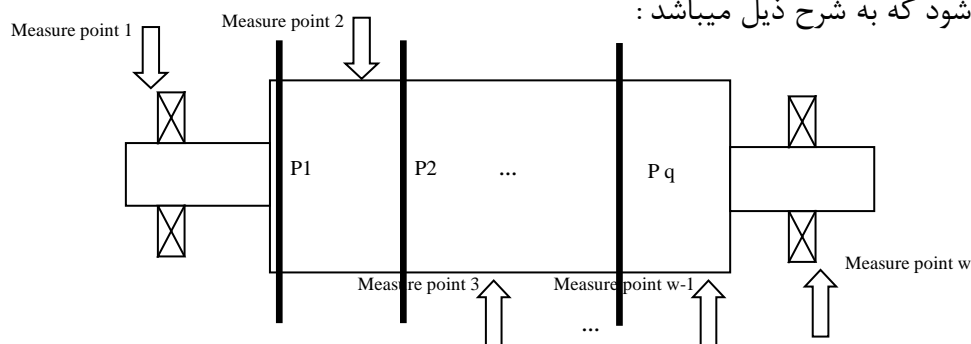
۴/۱. تئوری بالانس چند صفحه یک روتور

۴/۱/۱. روش اول : ضرایب تاثیر (Influence Coefficient Method)

روش های مختلفی برای بالانس یک قطعه مدور وجود دارد. برای مثال برای روتور هایی که در سرعت هایی کار میکنند که در آنها رزونانس مود اول و دوم و... رخ میدهد، روشهایی مبتنی بر بالانس در مود های ارتعاشی مختلف استفاده میشود. یا برای روتور هایی با سرعت های بسیار بالا، روش کمترین مربعات به کار می رود. همچنین برای روتور هایی با سرعت های کاری پایین تر از مود اول و حالت صلب، روشی به نام ICM به کار می رود. فلسفه این روش اندازه گیری میزان تاثیر اجرام اضافی نصب شده روی صفحات، بر صفحات دیگر و اعمال آن تاثیرات روی روابط حاکم و به دست آوردن نابالانسی های روتور میباشد که روشی مرسوم در صنعت میباشد.

در این روش ابتدا روی w نقطه دلخواه (در زاویه های دلخواه) و q صفحه بالانسی برای v سرعت مختلف

تست گرفته می شود که به شرح ذیل میباشد :



شکل (۱۱) بالانس به روش ICM

(۱) ابتدا از هاب روی دستگاه تست اولیه گرفته می‌شود و در W موقعیت مشخص شده ، مقدار دامنه نوسان به همراه زاویه فاز نسبی (روش های اندازه گیری فاز نسبی در بخش ۳.۳ توضیح داده شده است.) گزارش می‌شود و به صورت عدد مختلط ماتریس زیر تشکیل می‌شود.

$$[A_{i0}^h]_{1 \times wv} = [A_{10}^1 \ A_{20}^1 \ A_{30}^1 \ \dots \ A_{w0}^1 \ \dots \ A_{i0}^h \ \dots \ A_{w0}^v]$$

A_{i0}^h دامنه نوسانات به صورت خام در نقطه i ام و در سرعت h ام می‌باشد.

توجه شود که در کل پروپوزال منظور از اندازه گیری دامنه نوسانات در یک صفحه ، مقدار پیک بدست آمده در حوالی فرکانس دورکاری در نمودار FFT بدست آمده از دیتای شتاب سنج میباشد که فاز نسبی این دامنه نیز با یکی از روش های توضیح داده شده در بخش ۳.۳ بدست می آید.

(۲) سپس به نوبت در هر صفحه یک جرم آزمون در زاویه دلخواه قرار داده و تست گرفته می‌شود. سپس ماتریس ضرایب به صورت زیر تشکیل می‌شود.

$$a_{ij}^h = \frac{A_{ij}^h - A_{i0}^h}{m_{tj} r_j (\cos \varphi_j + j \sin \varphi_j)}$$

A_{ij}^h دامنه نوسانات روی سرعت h ام در نقطه اندازه گیری i ام که در اثر قرار دادن جرم m_{tj} در شعاع r_j با زاویه φ_j در صفحه j ام ایجاد می‌شود می‌باشد.

$$[a_{ij}^h]_{q \times wv} = \begin{bmatrix} a_{11}^1 & a_{12}^1 & \dots & a_{1j}^1 & \dots & a_{1q}^1 \\ a_{21}^1 & a_{22}^1 & \dots & a_{2j}^1 & \dots & a_{2q}^1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{w1}^1 & a_{w2}^1 & \dots & a_{wj}^1 & \dots & a_{wq}^1 \\ a_{11}^2 & a_{12}^2 & \dots & a_{1j}^2 & \dots & a_{1q}^2 \\ a_{21}^2 & a_{22}^2 & \dots & a_{2j}^2 & \dots & a_{2q}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{w1}^2 & a_{w2}^2 & \dots & a_{wj}^2 & \dots & a_{wq}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{11}^h & a_{12}^h & \dots & a_{1j}^h & \dots & a_{1q}^h \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{11}^v & a_{12}^v & \dots & a_{1j}^v & \dots & a_{1q}^v \\ a_{21}^v & a_{22}^v & \dots & a_{2j}^v & \dots & a_{2q}^v \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{w1}^v & a_{w2}^v & \dots & a_{wj}^v & \dots & a_{wq}^v \end{bmatrix}$$

(۳) حال باید ماتریس اجرایی تعریف شود که باید در زاویه ای خاص روی صفحه ای معلوم قرار بگیرد تا روتور بالانس شود.

$$[U_j^*]_{1 \times q} = [U_1^* \ U_2^* \ U_3^* \ \dots \ U_j^* \ \dots \ U_q^*]$$

U_j^* به صورت زیر تعریف میشود.

$$U_j^* = M_j r_j (\cos \theta_j + j \sin \theta_j)$$

که θ_j زاویه ای می‌باشد که جرم M_j در شعاع r_j در صفحه j ام باید قرار گیرد تا روتور بالانس شود.

(۴) در نهایت رابطه بین ماتریس ها به صورت زیر خواهد بود:

$$[A_{i0}^h]_{1 \times wv}^T = -[a_{ij}^h]_{q \times wv} [U_j^*]_{1 \times q}^T$$

راشبن روش ICM را برای بالانس دوصفحه و یک سرعت ، خطی سازی کرده و روش زیر را ارائه کرده است :

در این روش ، فرآیندی قابل برنامه نویسی و خطی سازی شده ارائه میشود که پیچیدگی های محاسباتی روش قبل را ندارد.

(۱) ابتدا یک تست اولیه از روتور گرفته می شود و در دو نقطه A و B مقادیر زیر گزارش می شود.

$$X_A = X_A < \Phi_A$$

$$X_B = X_B < \Phi_B$$

X_A و X_B ماکزیمم دامنه نوسان گزارش شده در حین تست می باشد که در زاویه Φ_A و Φ_B در محل

نقاط A و B نسبت به یک مرجع توسط سنسور ها حس شده است.

توجه شود که در کل پروپوزال منظور از اندازه گیری دامنه نوسانات در یک صفحه ، مقدار پیک بدست آمده در حوالی فرکانس دورکاری در نمودار FFT بدست آمده از دیتای شتاب سنج میباشد که فاز نسبی این دامنه نیز با یکی از روش های توضیح داده شده در بخش ۳.۳ بدست می آید.

(۲) سپس باید چهار مقدار A_R و B_R و A_L و B_L که ضرایب تاثیر نامیده می شوند بدست آورد. این

ضرایب به اینگونه تعریف می شوند که برای مثال A_R ضریب تاثیر ناشی از قرار دادن یک جرم آزمون در زاویه ای مشخص که روی نوسانات نقطه A اثر می گذارد.

$$A_R = \frac{X_{AR} - X_A}{m_R r_R}$$

$$B_R = \frac{X_{BR} - X_B}{m_R r_R}$$

$$A_L = \frac{X_{AL} - X_A}{m_L r_L}$$

$$B_L = \frac{X_{BL} - X_B}{m_L r_L}$$

X_{BL} برای مثال ماکزیمم دامنه نوسانات گزارش شده در نقطه B ناشی از اضافه کردن یک جرم روی صفحه چپ می باشد که به صورت مختلط گزارش می شود.

m_L جرم آزمون در زاویه دلخواه روی صفحه چپ می باشد که به صورت مختلط گزارش می شود و در شعاع قرار گیری جرم آزمون ضرب می شود که همان نابالانسی تعریف می شود.

(۳) حال تعریف می کنیم که داده های تست اولیه به صورت زیر نیز می تواند باشد.

$$X_A = A_R M_R + A_L M_L$$

$$X_B = B_R M_R + B_L M_L$$

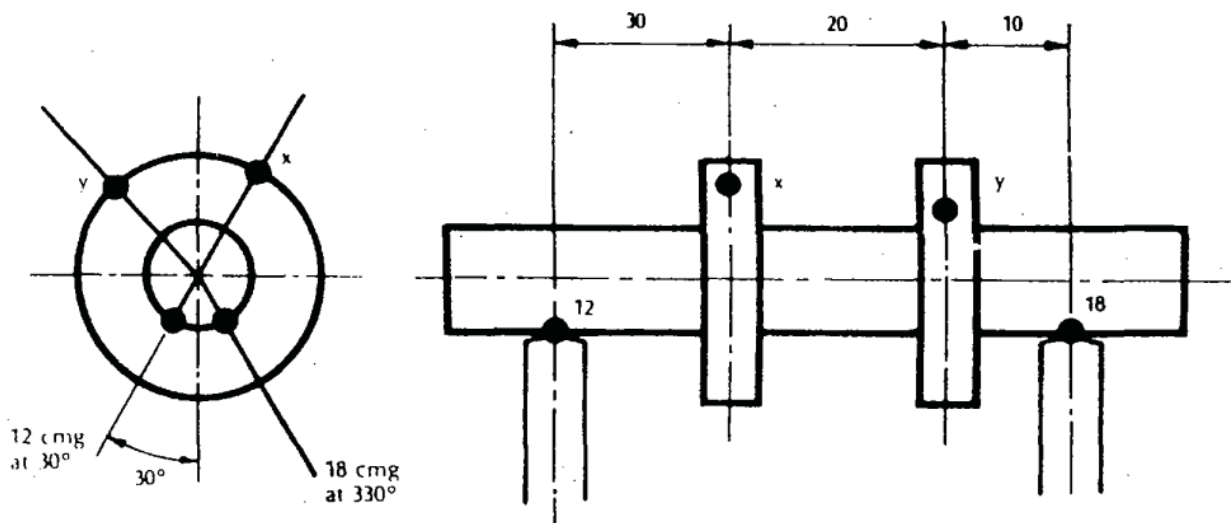
در آن M_R و M_L نابالانسی است که به صورت جرم نابالانسی ضرب در شعاع قرار گیری آن تعریف می شود. باتوجه به اینکه صورت مختلط بدست می آید ، زاویه قرار گیری آن هم بدست می آید که در نهایت باید به همان اندازه جرم در زاویه روبروی زاویه بدست آمده قرار داد تا روتور بالانس شود.

۴/۱/۲. روش منطبق با سازه Hard bearing

با توجه به توضیحات بخش ۵.۱ و ۶.۲، برای سازه هارد بیرینگ و روتور صلب، نیروسنج به جای شتاب سنج ها استفاده می شود. در این روش با استفاده از بسته فازسنجی، در هر تکیه گاه، بردار نیروی وارده بر شافت از طرف تکیه گاه با زاویه ای نسبت به نقطه مرجع، اندازه گیری می شود که هر کدام از نیروها حاصل جمع تاثیرات نابالانسی در هردو صفحه می باشد که حال باید این روابط جداسازی شوند و تاثیرات هر صفحه روی هر تکیه گاه مشخص شود تا بتوان نابالانسی ها را در صفحات تصحیح پیدا کرد. این روش مزیتی که نسبت به روش راشبن دارد، باتوجه به اندازه گیری نیروی خالص می باشد دیگر نیازی به اضافه کردن جرم آزمون برای اندازه گیری اختلاف فاز نیرو با اثر آن نیست و می توان با یک بار تست به نتیجه رسید.

۴/۱/۳. روش کلی جداسازی صفحات (plane separation)

در روش جداسازی صفحات فرض می شود که با روش 4.2، نیروهای وارده در تکیه گاه ها محاسبه می شوند. حال باید نیروی های ناشی از اجرام نابالانسی را محاسبه کرد که با توجه به اینکه در روتور چرخشی نسبت به محور عمود بر محور شافت نداریم، جمع ممان های نیروهای باید صفر شود. فلذا برای مثال در روتور زیر با محاسبه نیروی های تکیه گاه ها نحوه محاسبه نابالانسی در صفحات به صورت زیر می باشد:



شکل ۱۲) محاسبه نابالانسی روتور در دو صفحه در زاویه های مختلف

نابالانسی در تکیه گاه چپ : 12 gr.cm at 30 degree

نابالانسی در تکیه گاه راست : 18 gr.cm at 330 degree

نابالانسی فرضی در صفحه تصحیح چپ : X

نابالانسی فرضی در صفحه تصحیح راست : Y

نوشتن معادله ممان های روتور نسبت به صفحه چپ :

$$20Y = 12 \times 30(at\ 30^\circ) + 18 \times 30(at\ 330^\circ)$$

از این معادله بدست می آید که :

$$Y = 23.8\ at\ 109.1^\circ$$

که به تقسیم این مقدار بر شعاع روتور ، مقدار نابالانسی محاسبه میشود (7.93 at 109.1 degree) که باید مخالف آن جرم تصحیح گذاشته شود.

در نوشتن معادله ممان های روتور نسبت به صفحه راست هم بدین گونه عمل می شود :

$$20X + 12 \times 50(at\ 30^\circ) - 18 \times 10(at\ 330^\circ) = 0$$

$$X = 26.7\ at\ 227^\circ$$

که به تقسیم این مقدار بر شعاع روتور ، مقدار نابالانسی محاسبه میشود (7.93 at 227 degree) که باید مخالف آن جرم تصحیح گذاشته شود.

در نهایت طبق تصمیم تیم و مسئولان کارخانه ، روش منطبق با سازه هارد بیرینگ انتخاب شد.

۴/۲. مکانیزم های پیاده سازی تنوری بالانس

از شفتهای چرخنده ماشینهای صنعتی، توربین های بخار، توربین های گاز، توربوژنراتور ماشینهای احتراق داخلی، کمپرسورهای گریز از مرکز و غیره برای انتقال قدرت استفاده می شود افزایش سرعت و قدرت انتقال نیرو، مطالعه ارتعاشات یکی از پارامترهای اساسی طراحی به شما می رود.

شفتهای این نوع ماشینها تحت اثر ارتعاشات پیچشی و خمشی قرار گرفته و در برخی موارد به حالت ناپایدار نیز می رسند. اگر چه ارتعاشات در محورهای دوار از منابع مختلفی ناشی می شود لیکن یکی از موارد عمده آن نابالانسی است.

مثلا ارتعاشات ناشی از زمین لرزه، توربولانس اتمسفر، ناهموازی راه و عدم یکنواختی احتراق موتور به راحتی قابل کنترل نیستند در حالیکه منابع ارتعاشی خاصی مانند نابالانسی ماشین آلات چرخنده و برگشتی برای کاهش ارتعاشات قابل کنترل است. این مورد معمولا با استفاده از بالانس داخلی یا افزایش دقت تولید قطعات امکان پذیر است. استفاده از تیرانس دقیقتر و سطوح صافتر در ماشین ها باعث کاهش حساسیت آنها نسبت به ارتعاش می شود.

از میان منابع ایجاد ارتعاش، محدودیت های اقتصادی و تولیدی نیز در درجه بالانس کردن موثر هستند. در این بخش ماشین آلات چرخنده نا بالانس مورد بررسی قرار می گیرند.

وجود یک جرم خارج از مرکز در یک دیسک چرخان باعث ایجاد ارتعاش می شود که ممکن است این ارتعاش تا حدی قابل قبول باشد. اگر ارتعاش موجود دستگاه قابل قبول نباشد می توان با برداشتن یا افزودن جرم تصحیح در موقعیت مناسب روتور، اثرهای نابالانسی را حذف کرد³⁰.

³⁰ <https://baadafzar.ir/2021/06/17/unbalance-and-balancing-rotors>

برای بالانس مکانیزم های مختلفی وجود دارد. یکی از معروف ترین مکانیزم ها ، بستن چرخ از یک طرف به سازه و بالانس آن می باشد. که شکل آن به صورت زیر می باشد.



شکل ۱۳) بالانسر سواری

مکانیزم دیگر قرار دادن روتور (توربوماشین ها و...) روی دو تکیه گاه در دوطرف دستگاه و بالانس روتور در دو تکیه گاه می باشد. که شکل آن به صورت زیر است:



شکل ۱۴) حالت Middle یک بالانسر

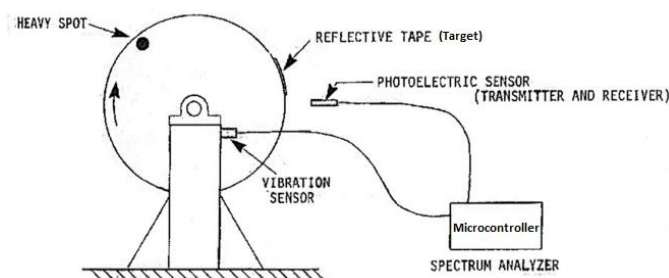
کردن ارتعاشات در محل

باتوجه به لزوم کم

نصب هاب روی دوشاخه موتورسیکلت و کم کردن نیروی انتقالی ناشی از ارتعاشات و شبیه سازی شرایط هاب روی دوشاخه روی دستگاه ، مکانیزم دوم معمول تر بوده و بسیاری از شرکت های خارجی نیز همچین روشی را به کار می برند.

۴/۳. مکانیزم سنجش فاز نسبی

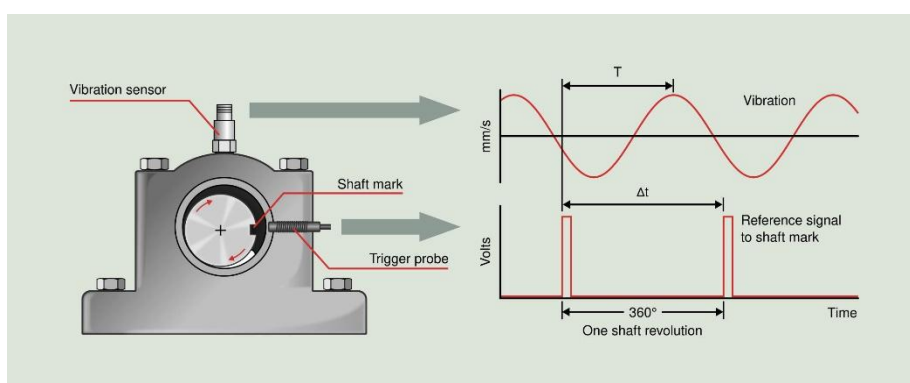
۱. روش اول - فازسنجی مبتنی بر سیگنال تاکومتر :



برای محاسبه زاویه فاز، مطابق شکل از قطعات زیر استفاده می شود :

۱. میکروکنترلر^{۳۱}
۲. حسگر نوری^{۳۲}
۳. برچسب سفید رنگ^{۳۳}
۴. حسگر ارتعاش^{۳۴}

برای محاسبه زاویه فاز، حسگر نوری و حسگر ارتعاش، هر دو را به میکروکنترلر متصل می کنیم. هنگامی که برچسب سفید رنگ از روبه روی حسگر نوری عبور کند، میکروکنترلر شروع به محاسبه زمان می کند تا حسگر ارتعاش، بیشترین مقدار دامنه^{۳۵} را حس کند. همچنین با استفاده از پالس هایی که توسط حسگر نوری ثبت می شود، میکروکنترلر زمان با استفاده از رابطه زیر می توان $Phase = 360 \times \frac{\Delta t}{T}$ فاز موج حسگر ارتعاش را نسبت به مرجع (مکان حسگر نوری) محاسبه کرد.



شکل ۱۵) روش اول فاز سنجی

به جای حسگر نوری و برچسب سفید رنگ در صورتی که بر روی شفت چرخ، جای خار وجود داشته باشد، می توان از سنسور مجاورت اثرهال^{۳۶} استفاده کرد. بدین ترتیب دیگر نیازی به چسباندن برچسب سفید رنگ بر روی شفت چرخ ها نخواهد بود.

^{۳۱} برای مثال STM32F103

^{۳۲} Photoelectric Sensor

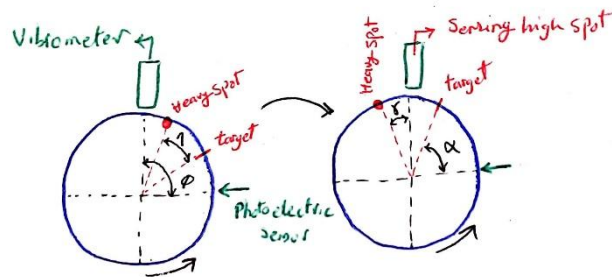
^{۳۳} Target

^{۳۴} Vibrometer

^{۳۵} Amplitude

^{۳۶} Proximity Sensor

در عکس زیر نحوه محاسبه زاویه جرم سنگین اضافی^{۳۷} بدون استفاده از جرم تست^{۳۸} برای سرعت های کمتر از نصف سرعت بحرانی آورده شده است.



- γ : Heavy spot angle \rightarrow Unknown
 ϕ : Sensor Angle \rightarrow constant
 γ : Lag Angle \rightarrow Unknown: sufficiently below critical speed
 α : Vibration phase \rightarrow measured

$$\Rightarrow \boxed{\gamma = \phi + \alpha}$$

شکل ۱۶) نحوه محاسبه جرم سنگین بدون شتاب سنج

همچنین در سرعت های کمتر از سرعت بحرانی و بیشتر از نصف سرعت بحرانی نیز می توان زاویه عقب افتادگی ۴۵ تا ۶۰ درجه را با تقریب خوبی برای حدس جرم اضافی به کار برد.

روش دوم - فاز سنجی مبتنی بر لامپ باریق^{۳۹}:

برای محاسبه زاویه فاز، مطابق شکل از قطعات زیر

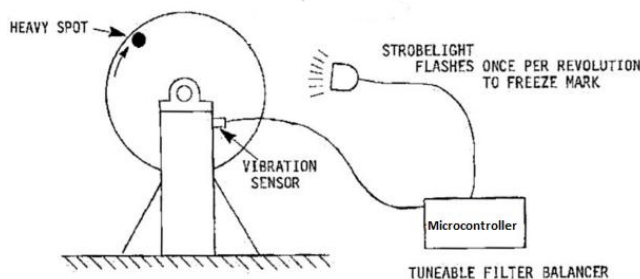
استفاده می شود:

۱. میکروکنترلر^{۴۰}

۲. فلاشر

۳. دیسک مدرج

۴. حسگر ارتعاش^{۴۱}



شکل ۱۷) روش دوم فاز سنجی

^{۳۷} Heavy spot angle

^{۳۸} Trial Mass

^{۳۹} Strobe Light

^{۴۰} برای مثال STM32F103

^{۴۱} Vibrometer



شکل ۱۸) نمونه انجام روش دوم فازسنجی

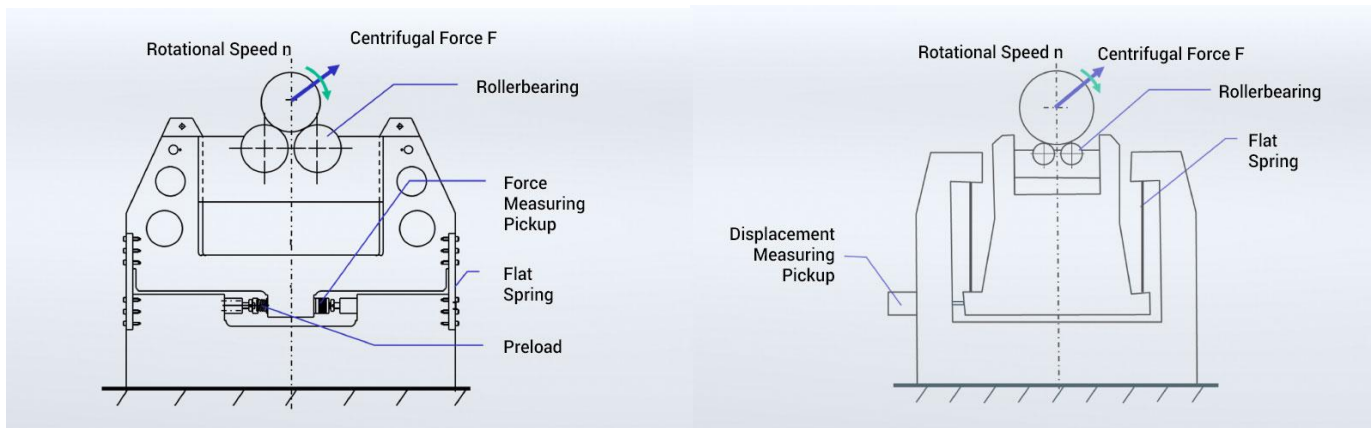
در این روش فلاشر به میکروکنترلر متصل بوده و با فرمان میکروکنترلر روشن و خاموش می شود. در ابتدا نور فلاشر را بر روی صفر دیسک مدرج تنظیم کرده و فرکانس روشن خاموش شدن فلاشر را با فرکانس حرکت چرخ تنظیم میکنیم. سپس چرخ را به حرکت در آورده و تنظیمات نهایی را به گونه ای انجام میدهیم تا با هر بار روشن و خاموش شدن فلاشر، عدد صفر دیده شود. سپس به میکروکنترلر دستور میدهیم تا هنگام حس کردن بیشترین دامنه ارتعاش، فلاشر را روشن کند. بدین ترتیب زاویه فاز بر روی صفحه مدرج قابل مشاهده خواهد بود.

۲. روش سوم - فازسنجی نسبی چند ارتعاش سنج

در این روش یک ارتعاش سنج به عنوان ارتعاش سنج مرجع در نظر گرفته می شود سایر موج های ارتعاشی سایر دستگاه ها نسبت به این موج مرجع سنجیده شده و اختلاف فاز آنها نسبت به موج ارتعاشی مرجع محاسبه می شود. این روش نیازی به حسگر چرخش چرخ ندارد و از این نظر برای بالانس موتور هاب یک مزیت محسوب می شود.

۵. بررسی انواع سازه های نگهدارنده بالانس

بالانس های اولیه بدین گونه عمل می کردند که با آزاد گذاشتن تکیه گاه ها در یک جهت، به روتور اجازه جا به جایی به خاطر نیروی نابالانسی را می دادند؛ بدین صورت مقدار نابالانسی را بر اساس تاثیر سینماتیکی ناشی از نیروی نابالانسی محاسبه می کردند. با پیشرفت تکنولوژی و ظهور نیروسنج های پیزوالکتریک؛ در بالانس های جدید تکیه گاه های روتور کاملاً به پایه بالانس فیکس شده و مقدار آنبالانسی بر اساس نیروی اعمالی و تاثیر سینماتیکی آن بواسطه چرخش به صورت مستقیم محاسبه می شود. به بالانس های نوع اول Soft Bearing Balancers و به بالانس های نوع دوم Hard Bearing Balancers گفته می شود. در ادامه به بررسی تفاوت ها، برتری ها و ضعف های هر نوع از دو بالانس ذکر شده پرداخته خواهد شد.



شکل ۱۹) hard Bearing Balancer Structure

شکل ۲۰) Soft Bearing Balancer Structure

۵/۱. فرآیند تعیین نابالانسی

در بالانسر های سافت، با توجه به اینکه اثر نیرو (جابه جایی، سرعت، شتاب) برای اندازه گیری نابالانسی استفاده می شود؛ نقطه سنگین^{۴۲} با نقطه بالا^{۴۳} دارای یک اختلاف فاز (γ) نامعلوم هستند که این اختلاف فاز تابعی از نسبت سرعت چرخش موتور به سرعت فرکانس طبیعی و ضریب میرایی داخل بالانسر می باشد. بنابراین برای جبران کردن این کمبود اطلاعات و تعیین دقیق محل آنبالانسی نیاز به اجرای فرایند کالیبراسیون^{۴۴} برای هر روتور به صورت جداگانه هستیم^{۴۵}.

اما در بالانسر های هارد، با توجه به اینکه خود نیروی ناشی از نابالانسی اندازه گیری می شود دیگر با اختلاف فاز میان نقطه سنگین و نقطه بالا مواجه نیستیم و با دید تئوری، امکان بالانس کردن تمامی روتور ها با استفاده یکبار کالیبراسیون اولیه وجود خواهد داشت. در حال حاضر نیز بالانسر های هارد ابتدا توسط یک روتور استاندارد^{۴۶} کالیبره شده و پس از آن می توان از آن بالانسر برای بالانس کردن تمامی روتور هایی که در بازه کاری بالانسر هستند، استفاده کرد.

۵/۲. ایزوله کردن ارتعاشات روتور

در بالانسر سافت، نگه دارنده روتور به صورت مدل، با یک فنر نرم به پایه بالانسر و زمین متصل است بنابراین ارتعاش زمین از ارتعاش روتور به میزان خوبی ایزوله می شود، اما در بالانسر هارد این اتصال به وسیله یک فنر سخت مدل می شود که این باعث تاثیر غیر قابل اغماض ارتعاش زمین بر روی داده های سنسور نیرو سنج بالانسر می شود. این مورد در خطوط تولید به علت وجود ارتعاشات حاصل از سایر دستگاه ها بسیار مهم تر می شود. به

^{۴۲} Heavy Spot محل آنبالانسی:

^{۴۳} High Spot نقطه نمایش بیشترین دامنه ارتعاش:

^{۴۴} Three run calibration with trial mass -> روش ضرایب موثر

^{۴۵} One run calibrator method البته این فرایند برای روتور های مشابه می تواند با ذخیره سازی ضرایب بالانس، بدون نیاز به کالیبراسیون مجدد انجام

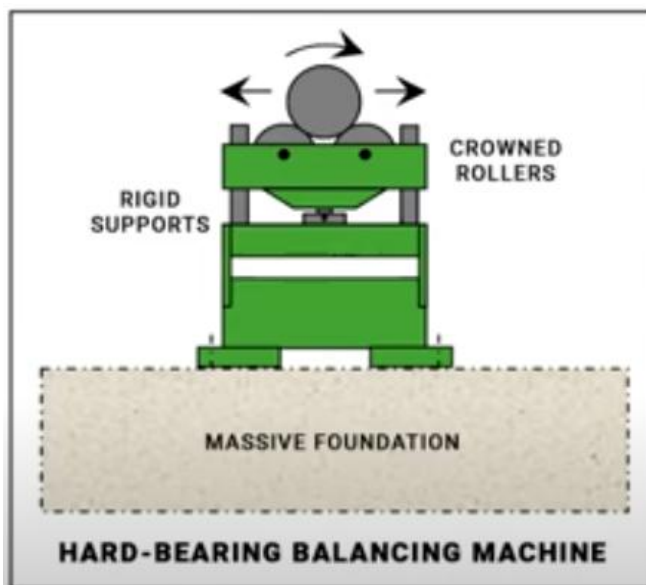
شود

^{۴۶} ISO Standard Rotor

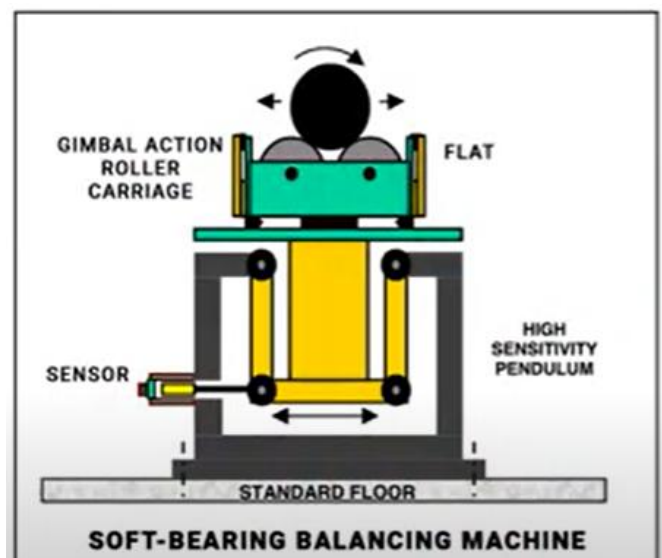
همین علت بالانسر های سافت نیازی به زیر سازی خاصی ندارند و می توان آنها را به صورت عادی و با پیچ به زمین بست اما بالانسر های هارد نیاز به زیر سازی مطمئنی برای ایزوله کردن ارتعاشی دارند. به همین دلیل بالانسر های سافت قابلیت تغییر مکان نصب را دارند ولی بالانسر های هارد به علت زیر سازی صورت گرفته، امکان جابه جایی راحتی ندارند. اما با پیشرفت های صورت گرفته می توان با گرفتن FFT تا مقدار خوبی ارتعاش محیط را از ارتعاش روتور در فرکانس $1X\ RPM$ جدا و تفکیک کرد و نیاز به زیر سازی برای دستگاه ها با دقت عمومی را از میان برداشت.

۵/۳. نوع داده برداری از ارتعاش روتور

در بالانسر سافت با سنسور ارتعاش سنج مبتنی بر فاصله^{۴۷} و سرعت^{۴۸} تنها داده های ارتعاشی ناشی از لقی و آنبالانسی دریافت می شود اما در بالانسر هارد یا بالانسر سافت با ارتعاش سنج مبتنی بر شتاب، علاوه بر لقی و آنبالانسی، منشا های دیگر ارتعاش مانند بلبرینگ، سیم پیچ الکتروموتور و ... نیز بر روی داده ارتعاش تاثیر می گذارند که دلیل نیاز این روش ها برای استفاده از الگوریتم های جداسازی ارتعاشی و استخراج ارتعاش ناشی از آنبالانسی می باشد.



شکل ۲۱) استراکچر هارد بیرینگ



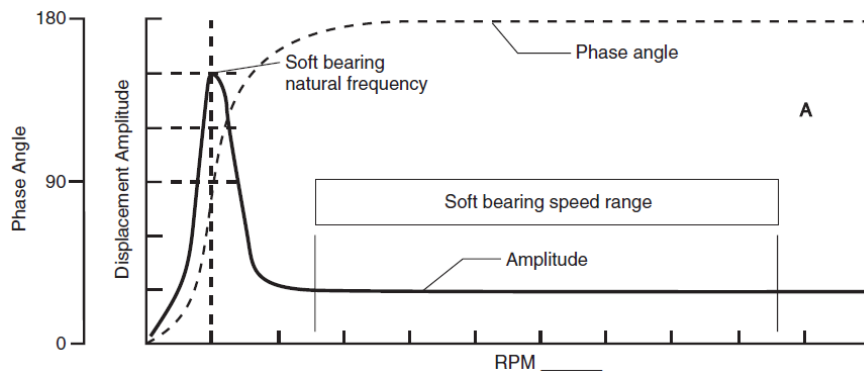
شکل ۲۲) استراکچر سافت بیرینگ

۵/۴. بازه سرعت کاری تشخیص نابالانسی

در بالانسر سافت، سرعت کاری فرایند بالانس در سرعت های بالاتر از رزونانس سازه بالانسر می باشد اما مقدار داده های ارتعاش سنج بعد از سرعت رزونانس به سرعت چرخش روتور بستگی ندارد. فرکانس طبیعی این نوع سازه ها

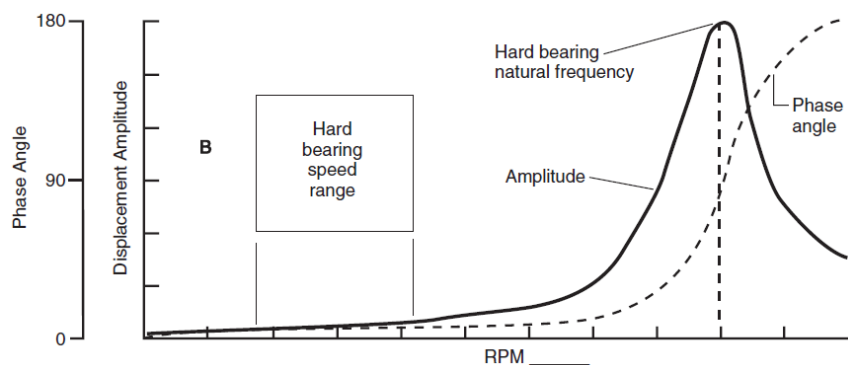
Displacement^{۴۷}
Velocity^{۴۸}

به علت کم بودن سختی فنر رابط، پایین بوده و این بالانسرها در سرعت پایین بالانس می کنند. (۳۰ - ۱۰۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۴) نمودار دامنه ارتعاشات جابجایی بر حسب دور بر دقیقه soft bearing

در بالانسرها، سرعت کاری فرایند بالانس در سرعت های کمتر از رزونانس سازه بالانس می باشد اما مقدار داده های ارتعاش سنج با توان ۲ سرعت چرخش تغییر می کند. فرکانس طبیعی این سازه ها به علت سختی بالای فنر رابط، بالا می باشد و این بالانسرها در سرعت های بالا بالانس می کنند. (۱۰۰۰ - ۲۵۰۰۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۵) نمودار دامنه ارتعاشات جابجایی بر حسب دور بر دقیقه hard bearing

۵/۵. دقت اندازه گیری مقدار نابالانسی

با توجه به اینکه بالانسرها سافت جابه جایی ناشی از آنبالانسی را اندازه می گیرند؛ همانطور که در نمودار بخش قبل در رابطه با این سازه قابل مشاهده است، با افزایش سرعت چرخش پاسخ روتور تغییری نمی کند و با توجه به اینکه روتور آزادانه می تواند ارتعاش کند، با این سازه می توان در سرعت های پایین به دقت های بالا دست یافت. اما در بالانسرها، با توجه به اینکه نیروی ایجاد شده از چرخش آنبالانسی اندازه گیری می شود و این نیرو با توان دوم سرعت چرخش رابطه مستقیم دارد؛ بنابراین هر چه سرعت بیشتر باشد، دقت دستگاه نیز بیشتر خواهد بود و با توجه به اینکه در این نوع سازه، روتور نمی تواند آزادانه حرکت کند، برای دستیابی به دقت مناسب مجبور به افزایش سرعت به میزان مورد نیاز هستیم.

این ویژگی به ویژه در بالانس کردن توربین ها و پمپ ها از اهمیت بالایی برخوردار است زیرا در خارج از داکت خود در سرعت های بالا، امکان به وجود آمدن توربولانس وجود دارد؛ به همین علت برای بالانس کردن دقیق این موارد از بالانسر سافت که با سرعت پایین تری به دقت مورد نیاز می رسد استفاده می شود.

۵/۶. میزان نابالانسی اولیه

با توجه به اینکه در بالانسر سافت روتور به صورت آزادانه می تواند ارتعاش کرده و جابه جا می شود، در صورت وجود آنبالانسی اولیه زیاد، پاسخ روتور خارج از محدوده عملکردی بالانسر بوده و باید ابتدا روتور با تکیه گاه های ثابت بالانس شود و سپس برای بالانس دقیق تر از بالانسر سافت با تکیه گاه متحرک استفاده شود. اما در بالانسر هارد چون روتور کاملاً توسط تکیه گاه مهار شده، امکان استفاده برای آنبالانسی های اولیه بیشتر را خواهد داشت.

در جدول زیر مقایسه عمومی میان این دو نوع بالانسر آورده شده است :

Balancing Machine Comparison Chart	IRD Soft Bearing	Schenck Hard Bearing (semi-rigid)
Installation Costs on Standard Floor	No extra cost	Approximately 30-40% more
Construction	Welded steel design - max. weight to strength ratio	Heavy steel casting
Portable Flexibility	Can be easily repositioned	Can NOT be cheaply repositioned
Shipping Weight	Moderate	Approximately 50% greater
Transportability	Yes	No
Foundation Requirements	Standard Shop Floor	Massive concrete foundation recommended
Balancing Set-up time	Low	Low
Over-all Balancing time	Low	Low
Maintenance Balancing Rotors	Best	Better
Production Balancing Rotors	Fair	Best
Balancing Rotors to All Balance Specifications	Yes	Yes
Recommended Balancing Speed	Full Sensitivity over entire range	The higher the speed, the greater the sensitivity
Unbalance Sensitivity	High	High - only at maximum speeds
Instrumentation	Portable or Dedicated	Dedicated to machine only
Balance in Tolerance Indication	Yes	Yes
Unbalance Indication in Terms of Tolerance	Yes - gr, in, gr-mm, oz-in, ISO & 4W/N Tolerances	Yes - gr, in, gr-mm, oz-in, ISO & 4W/N Tolerances
Unbalance Indication in Terms of Vibration Displacement	Yes - mils or micrometers	No - weight or unbalance callout only
Low Speed Balancing	Best	Fair
Handle Large Initial Unbalance	Fair	Best
Calibration Test Rotor	Non-Required - Is self calibrating with each rotor	Recommended
Rotor Bearing Supports	Flat, Wide Rollers	Narrow, Crown Rollers
Drive HP / kW Requirements	Determined by rotor windage - low speed balancing requires low HP	Determined by rotor windage - high speed balancing requires high HP

جدول ۲) مقایسه بالانسر های soft و hard

۵/۷. اطلاعات اضافی در مورد بالانسر های سافت و هارد

○ بالانسر ها بر اساس روشی که آنبالانسی را پیدا می کنند، قانون فیزیکی که موجب تشخیص آنبالانسی می شود، نوع سازه دستگاه و شیوه عملکردی دستگاه دسته بندی می شوند. این دسته بندی در جدول زیر نشان داده شده است.

Principle Employed	Unbalance Indicated	Attitude of Shaft Axis	Type of Machine	Available Classes
Gravity (nonrotating)	Static (single plane)	Vertical	Pendulum	Not Classified
		Horizonatal	Knife-Edges	
			Roller Sets	
Centrifugal (rotating)	Static (single plane)	Vertical	Soft-Bearing	
			Hard-Bearing	
		Horizonatal	Soft-Bearing	
			Hard-Bearing	
	Dynamic (2 plane)	Vertical	Soft-Bearing	II, III
			Hard-Bearing	III, IV
		Horizonatal	Soft-Bearing	I, II, III
			Hard-Bearing	IV

جدول ۳) شیوه عملکردی بالانسر های مختلف

هر ردیف از این دسته بندی در برخی گروه ها قرار می گیرند که ویژگی های آنها را توضیح می دهد:

▪ گروه I:

این دسته از بالانسر ها مقدار آنبالانسی را برحسب واحد های مرسوم مثل (gr.mm) و (oz.in) اندازه گیری نکرده و گزارش نمی دهند بلکه مقدار جابه جایی یا سرعت جابه جایی صفحه مرجع (تکیه گاه) را گزارش می دهند و مقدار و زاویه آنبالانسی در آنها به واسطه محاسبه برداری بدست می آید.

سه گروه بعدی؛ سه مدل متفاوت کالیبراسیون بالانسر را عنوان می کنند.

▪ گروه II:

این دسته از بالانسر ها به کمک یک روتور بالانس شده از همان نوع روتور هایی که قصد بالانس کردنشان را داریم، کالیبره می شوند و به کمک آن، جداسازی مقدار آنبالانسی دو صفحه برای روتور های مشابه صورت می گیرد.

▪ گروه III:

این گروه شامل بالانسرها می شود که دارای شیکرهای الکتریکی برای مرتعش کردن تکیه گاه های نگه دارنده روتور می باشند. این دسته بدون نیاز به چرخاندن روتور، به کمک تکنیک **Microprocessor** کالیبره می شود.

▪ گروه IV:

این گروه که بالانسرها می باشند، تنها یکبار توسط شرکت سازنده به کمک یک روتور استاندارد، کالیبره شده و نیازی به کالیبره مجدد برای روتورهای متفاوت ندارد. در این روتورها نیروی آنبالانسی به صورت مستقیم اندازه گیری شده و به واسطه پیشرفت ریاضیات محاسباتی^{۴۹} به کمک میکروپراسسورها و الگوریتم های خاص، این امکان وجود دارد که تنها با یکبار کالیبره کردن، تمامی روتورهایی که در بازه کاری بالانسر هستند، بالانس شوند.

منبع برای مطالعه : <https://irdproducts.com/balancing-machines-info>

○ جداسازی آنبالانسی دو صفحه^{۵۰}

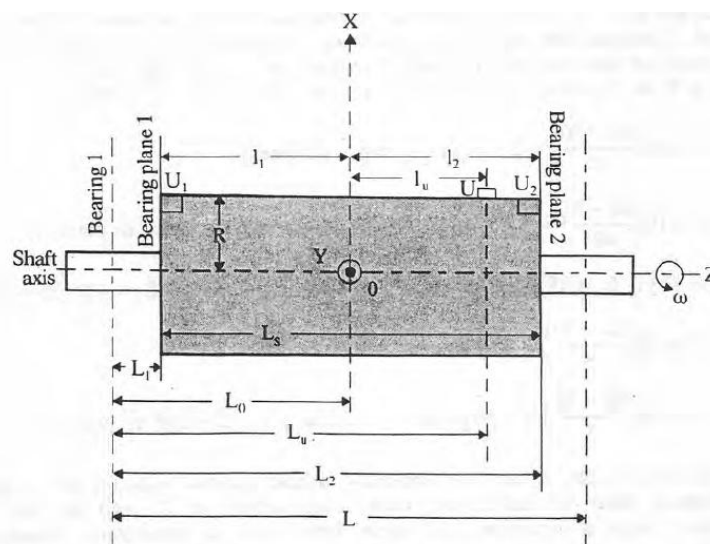


FIGURE 3.6 Rigid-body rotor with arbitrary unbalance.

شکل ۲۳) روتور صلب به همراه یک نابالانسی هدفمند

$$\mathbf{F}_u = \mathbf{F}_{ux} = \omega^2 U \mathbf{i}$$

$$\mathbf{M}_u = \mathbf{M}_{uy} = \omega^2 L_u U \mathbf{j}$$

همانند شکل بالا فرض کنید روتور دارای یک آنبالانسی فرضی U می باشد. اثرات این آنبالانسی بر روی *Bearing Plate1* برابر است با :

می توان به صورت تئوری اثر این آنبالانسی را با دو آنبالانسی فرضی U_1, U_2 بر روی دو صفحه *Bearing Plate1, Bearing Plate 2* مدلسازی کرد. برای این کار باید اثرات این دو ستاپ از لحاظ نیرویی و از لحاظ ممان تولیدی حول هر نقطه ای، برای مثال حول *Bearing Plate1* با یکدیگر برابر باشد. بنابراین داریم:

بدین ترتیب مقادیر فرضی U_1, U_2 از روابط پایین محاسبه می شوند:

$$F_{ux} = \omega^2(U_1 + U_2) = \omega^2 U$$

$$M_{uy} = \omega^2(l_2 U_2 - l_1 U_1) = L_u \omega^2 U$$

$$U_1 = U \frac{l_2 - l_u}{l_1 + l_2} \quad U_2 = U \frac{l_1 + l_u}{l_1 + l_2} \quad U_1 = U \frac{L_2 - L_u}{l_s} \quad U_2 = U \frac{L_u - L_1}{l_s}$$

حال اگر فرض کنیم روتور دارای آنبالانسی های فرضی U_1, \dots, U_n باشد، می توان هر آنبالانسی را بر روی دو صفحه *Bearing Plate1, Bearing Plate 2* با دو آنبالانسی $U_{1,k}, U_{2,k}$ مدلسازی کرد در نهایت ما با یک روتور که دارای n بردار آنبالانسی در هر کدام از صفحات *Bearing Plate1, Bearing Plate 2* می باشد مواجه هستیم که این بردار ها در هر صفحه دارای یک بردار برآیند هستند که به آن بردار، بردار نقطه سنگین می گوئیم که میتوان با جبران کردن هر دو بردار در صفحه مربوطه، روتور را بالانس کرد.

با توجه به اینکه تمامی فرایندهای طی شده برگشت پذیر^{۵۱} است نباید جبران یک بردار بر روی یک صفحه بر روی بردار صفحه مجاور تاثیری بگذارد به این پدیده جداسازی آنبالانسی دو صفحه می گویند.

روش ضرایب تاثیر^{۵۲} با گذاشتن آنبالانسی های معین و مقایسه ارتعاش با حالت اولیه تاثیر آنبالانسی یک صفحه بر خود آن صفحه و بر صفحه مقابل را بدست می آورد.

سوال اساسی اینجاست، در هارد بیرینگ ها چگونه با یکبار کالیبره کردن دستگاه بر روی یک روتور خاص، میتوان آنبالانسی دو صفحه را از هم جدا کرد در صورتی که با استفاده از روش ضرایب موثر، ضرایب تاثیر برای هر روتور متفاوت می شود.

^{۵۱}Recursive

^{۵۲}Coefficient Method

۶. کالیبراسیون روش هارد بیرینگ

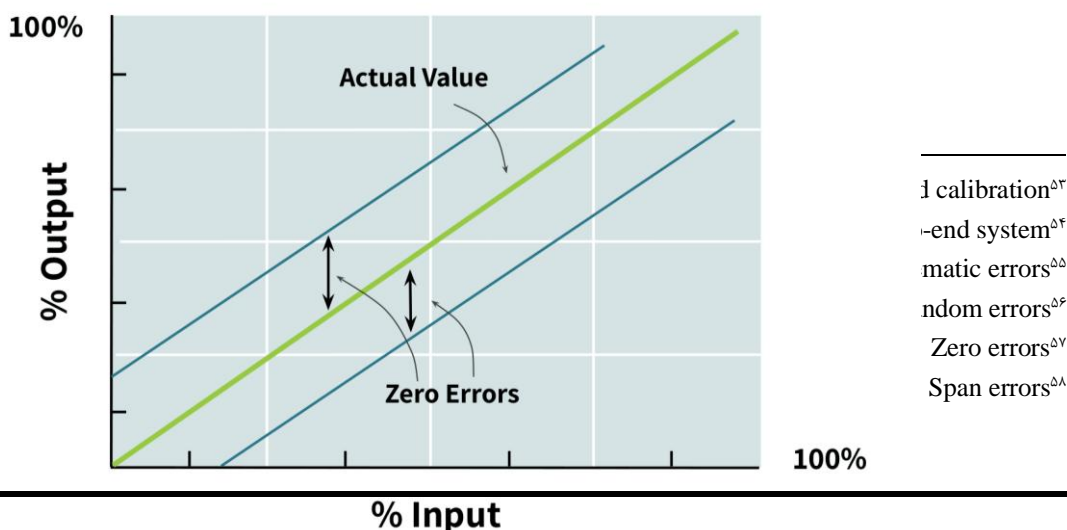
۶/۱. کالیبراسیون

به فرآیند مقایسه سیگنال خروجی واقعی سیستم یا نشانگر نیرو با خروجی صحیح و آنچه که باید باشد و تنظیم سیستم به گونه ای که مقدار صحیح را در یک تلورانس قابل قبول به عنوان خروجی دهد، کالیبراسیون می گویند. هنگام کالیبره کردن سیستم اندازه گیری نیرو، در نظر گرفتن تمام اجزای جداگانه آن مفید است. از آنجایی که هر کدام می توانند خطا ایجاد کنند، هر کدام را می توان به صورت جداگانه کالیبره کرد. با این حال، به طور معمول، کالیبراسیون حلقه ای یا میدانی⁵³ به ویژه در سیستم نهایی⁵⁴ انجام می شود. اجزای جداگانه در صورتی مهم می شوند که سیستم به طور کلی در تلرانس مورد نیاز کالیبره نشود.

۶/۲. خطای سیستم اندازه گیری

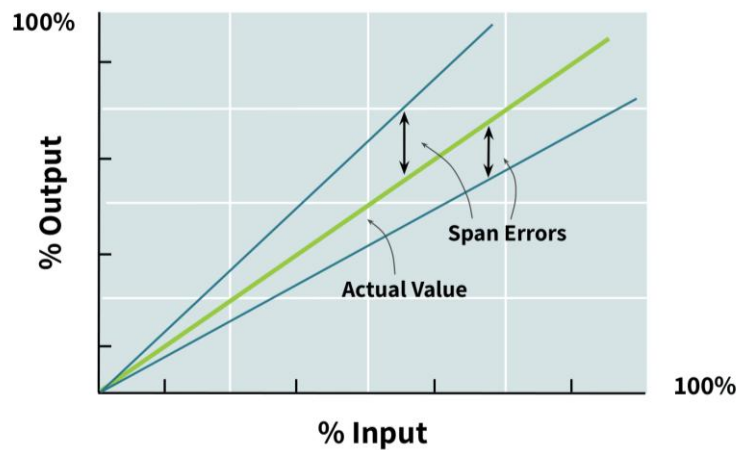
۶/۲/۱. خطای سیستمی

خطاها در هر سیستم اندازه گیری اجتناب ناپذیر هستند. در تعریفی ساده خطا به اختلاف خروجی سیستم اندازه گیری و مقدار واقعی کمیت اندازه گیری شده گفته می شود. هدف اصلی کالیبراسیون کاهش این اختلاف است. به طور کلی خطاها را می توان به دو دسته سیستمی⁵⁵ و تصادفی⁵⁶ تقسیم بندی کرد. خطاهای سیستماتیک خطاهای ذاتی در عملکرد خود دستگاه های اندازه گیری هستند. این خطاها ممکن است در صورت استفاده یا عملکرد نادرست ابزار توسط تکنسین سیستم رخ دهد. آنها را تنها می توان از طریق کالیبراسیون مکرر و آموزش مناسب کاهش داد. دو نوع اصلی خطاهای سیستماتیک عبارتند از خطای صفر⁵⁷ و خطای دهانه⁵⁸. خطای صفر زمانی رخ می دهد که سیستم اندازه گیری در حالت بدون بار، خروجی غیر صفر منعکس کند. یک ابزار یا دستگاه با خطای صفر، منحنی ورودی-خروجی را به موازات مقدار اندازه گیری واقعی تولید می کند. (شکل زیر را ببینید).



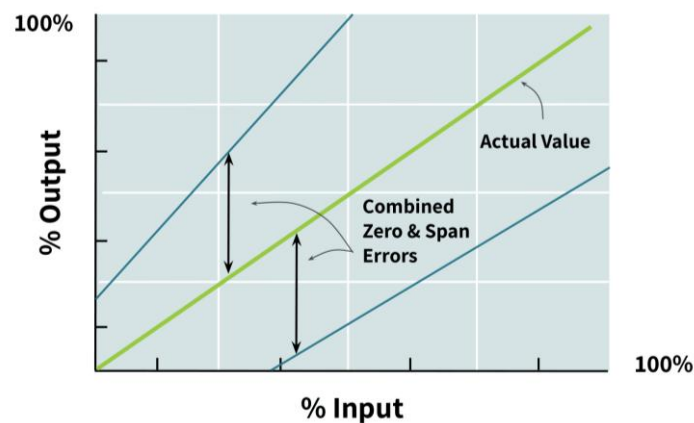
نمودار ۶) خطای سیستمی صفر

خطاهای دهانه باعث می شود که شیب منحنی ورودی-خروجی سیستم اندازه گیری با شیب منحنی ورودی-خروجی اندازه گیری واقعی متفاوت باشد.



نمودار ۷) خطای سیستمی دهانه

هرگاه دو خطای صفر و دهانه با هم رخ دهند، خطای سیستمی ترکیبی^{۵۹} ایجاد می شود. با گذر زمان و استفاده از سیستم این خطا به مرور افزایش می یابد.

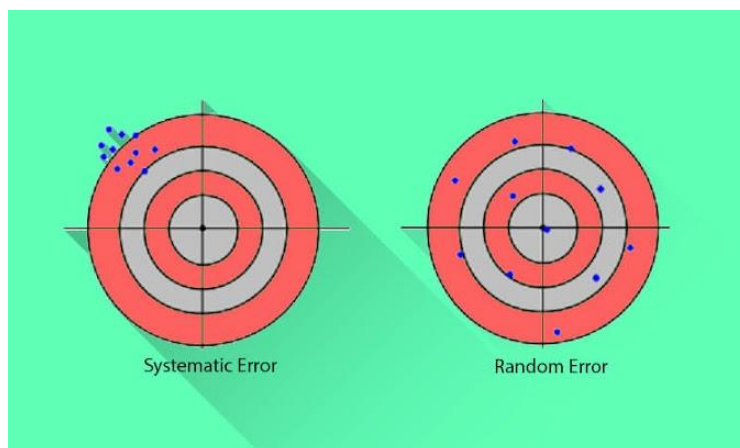


نمودار ۸) خطای ترکیبی صفر و دهانه

^{۵۹}Compound systematic error

۶.۲.۲. خطای تصادفی

خطاهای تصادفی تغییرات و انحرافات آماری (چه مثبت و چه منفی) در نتیجه اندازه گیری هستند. محدودیت های دقت وسیله اندازه گیری به ویژه در شرایط محیطی متغیر باعث این خطاها می شوند. به عنوان مثال نویز الکتریکی و تغییرات دما یا سایر شرایط محیطی منجر به این خطاهای تصادفی می شود.



شکل ۲۴) مقایسه خطای سیستمی و تصادفی

گرچه خطای تصادفی غیر قابل پیش بینی به نظر می رسند، معمولاً توزیع معمولی حول مقدار میانگین خود دارند. لذا به کمک محاسبات آماری و با داده های اندازه گیری های مکرر قابل ارزیابی هستند. این خطاها به صورت عدم قطعیت با مقدار معینی از انحراف های استاندارد بیان می شوند؛ یعنی بر اساس داده های تست، خطای تصادفی را می توان به صورت یک مقدار میانگین به علاوه یا منهای انحراف های استاندارد با بازه اطمینان⁶⁰ های متفاوت بیان کرد. بازه اطمینان بازه ای از زمان است که داده جمع آوری شده در محدوده ی تعیین شده می باشد. خطاهای تصادفی شامل غیر خطی شدن مانند خطای پسماند⁶¹ یا وادادگی⁶² می باشند.

۶.۲.۲.۱. خطای پسماند

تاخیر دینامیکی بین ورودی و خروجی است. می توان آن را با اندازه گیری حداکثر تفاوت بین خوانش های خروجی برای نیروی اعمال شده معین تشخیص داد. یک قرائت با افزایش نیرو از صفر و دیگری با کاهش نیرو از خروجی نامی (مجاز)⁶³ به دست می آید. معمولاً در نصف خروجی مجاز اندازه گیری می شود و به صورت درصدی از آن بیان می شود. اندازه گیری ها باید در سریع ترین زمان ممکن انجام شود تا خطای وادادگی به حداقل برسد.

۶.۲.۲.۲. خطای وادادگی

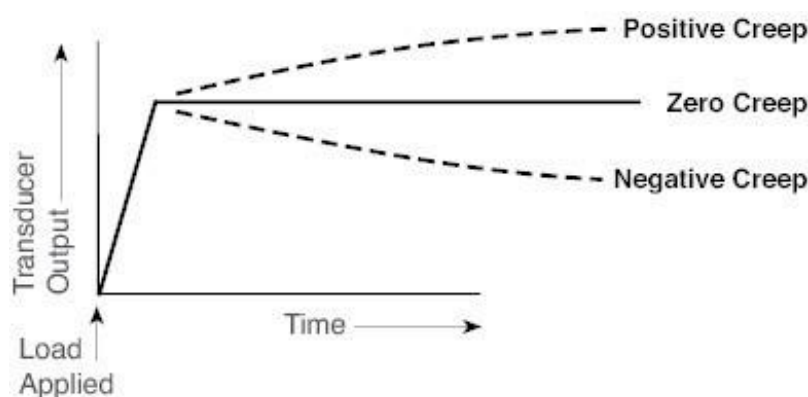
^{۶۰}Confidence interval

^{۶۱}Hysteresis

^{۶۲}Creep

^{۶۳}Rated Output

تغییر در خروجی لودسل در طول زمان هنگامی که نیروی ثابتی در حال اعمال است، در شرایط محیطی تغییرناپذیر. به عبارت دیگر، اگر یک نیروی ثابت معین برای مدت زمان طولانی روی یک سنسور نیروسنج اعمال شود، خروجی سیستم اندازه گیری ممکن است تغییر کند یا در طول زمان دچار وادادگی شود، حتی اگر هیچ وزنی اضافه یا حذف نشود و محیط بدون تغییر باشد. این مشخصات همیشه در برگه داده سنسور نیروسنج ظاهر می شود. معمولاً با جرمی در بار نامی یا نزدیک به آن محاسبه می شود. به عبارت دیگر خطای وادادگی ناشی از همان کمیت DTS می باشد که باعث می شود نیروسنج های پیزوالکتریک برای اندازه گیری های استاتیک مناسب نباشند.



نمودار ۹) وادادگی مثبت و منفی

در عمل خطای کلی سیستم اندازه گیری به صورت مجموع خطای شناخته شده سیستمی و عدم قطعیت ناشی از خطاهای تصادفی بیان می شود.

۶.۲.۳. منابع خطا

علاوه بر کالیبراسیون در نظر اصول و قواعد مناسب در ساخت سیستم اندازه گیری می تواند در بهبود دقت آن موثر باشد. لذا باید منابع ایجاد خطا را شناسایی و سیستم را از آنها جدا کنیم.

۶.۲.۳.۱. شرایط محیطی^{۶۴}

مانند تغییر دما، فشار، تداخل الکترومغناطیسی، نویز الکتریکی و ارتعاشات سیستم های مجاور (به خصوص در بالانسر Hard-Bearing با توجه به ساختار فونداسیون دستگاه سایر ارتعاشات روی نتایج اثر می گذارند).

۶.۲.۳.۲. روش اندازه گیری ناپایدار^{۶۵}

^{۶۴} Environmental factors
^{۶۵} Inconsistent measurement methods

هر اندازه گیری باید شامل مجموعه ای از فرایندهای ثابت روی مولفه ی مورد اندازه گیری باشد تا متغیر جدیدی اضافه نشود. مانند نحوه نصب نمونه مورد تست یا حتی نرخ اعمال بار.

۶.۲.۳.۳. استهلاک تجهیزات⁶⁶

اجزای سیستم در طول زمان و در اثر استفاده طولانی مدت دچار استهلاک و تغییر تنظیمات شده و هر چند وقت یکبار نیاز به کالیبراسیون پیدا می کنند.

۶.۲.۳.۴. تاخیر⁶⁷

تمامی انواع نیروسنج ها در رسیدن به وضعیت پایدار خود تاخیری دارند. قرائت خروجی سنسور قبل از اینکه به حالت پایدار خود رسیده باشد موجب ایجاد خطای تاخیر می شود.

۶.۲.۳.۵. پسماند (تاریخچه)⁶⁸

همانند تاخیر ممکن است بخشی از سیستم اندازه گیری به دلیل سابقه یا تاریخچه ای که در اثر استفاده ی آن ایجاد شده، به وضعیت تعادل اولیه خود برنگردد. خروجی سیستم برای مقدار نیروی خاصی در شرایطی که در حال افزایش نیرو هستیم ممکن است با حالتی که در حال کاهش نیرو هستیم متفاوت باشد. به عبارت دیگر خروجی سیستم به ازای مقدار معینی نیرو ممکن است به روند تغییرات نیرو (افزایش یا کاهش) وابستگی داشته باشد.

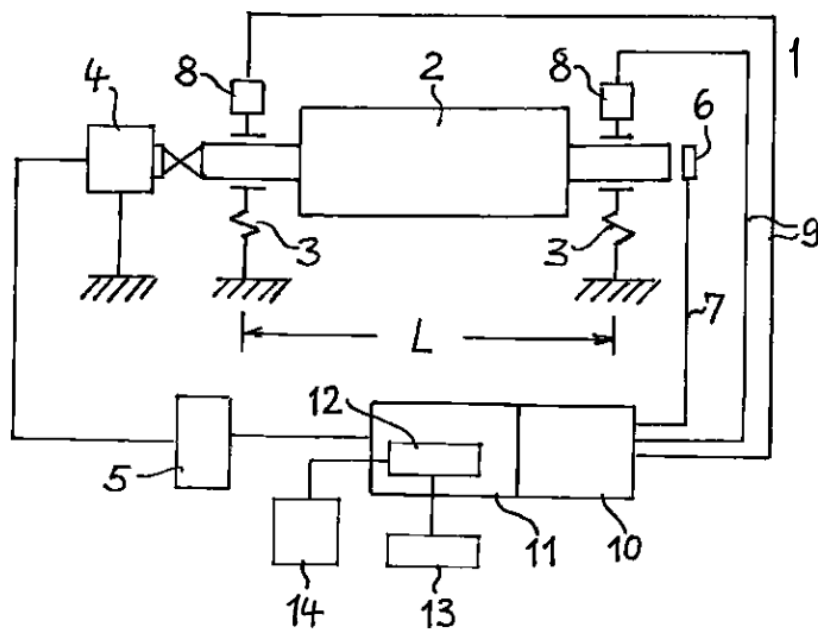
۶/۳. شرایط کالیبره

یک سیستم بالانسر Hard-Bearing مطابق تصویر شامل اجزای زیر می باشد:

Instrument drift⁶⁶

Lag⁶⁷

Hysteresis⁶⁸



شکل ۲۵) سیستم بالاتسر هارد بیرینگ

- ۱- سازه Hard bearing
- ۲- روتور
- ۳- پایه با فنر دارای پیش فشردگی
- ۴- موتور درایور
- ۵- سیستم کنترل
- ۶- سنسور دورسنج
- ۷- سیم انتقال داده دورسنج
- ۸- سنسور نیرو
- ۹- سیم انتقال داده سنسورهای نیرو
- ۱۰- آمپلی فایر و تبدیل کننده سیگنال به دیجیتال
- ۱۱- محاسبه گر
- ۱۲- کامپیوتر محاسبه
- ۱۳- ورودی اطلاعات
- ۱۴- نمایشگر

با فرض سیستم یک درجه آزادی می توان کمیتی به نام نسبت فرکانسی (η) را به صورت زیر تعریف کرد:

$$\eta = \Omega \sqrt{\frac{m}{c}}$$

که در آن Ω فرکانس چرخش روتور، m جرم در حال ارتعاش، و c سختی فنر می باشد.

پاسخ دامنه-فرکانس سیستم مرتعش به صورت زیر می باشد (U میزان نابالانسی است):

$$\hat{x} = \frac{U}{m} \frac{\eta^2}{1 - \eta^2} = \frac{U\Omega^2}{c} \frac{1}{1 - \eta^2}$$

دومین کسر در عبارت بالا می تواند به صورت سری تیلور زیر درآید:

$$\frac{1}{1 - \eta^2} = 1 + \eta^2 + \eta^4 + \eta^6 + \dots$$

هرچه نسبت فرکانسی (η) کوچکتر باشد، توان های بالا قابل صرف نظر می شوند و مسیر نوسان متناسب با مربع فرکانس کاری می شود. این فرض در رابطه کالیبره کردن هم در نظر گرفته می شود. لذا هر چه فرکانس کاری بیشتر شود، کالیبره اعتبار خود را از دست داده و خطا بیشتر می شود. در فرکانسی معادل نصف فرکانس طبیعی (رزونانس) خطای ۲۵ درصدی در دامنه نابالانسی ایجاد می شود. با داشتن اطلاعات بیشتری مانند فرکانس رزونانس ماشین می توان با اصلاحاتی این خطا را جبران کرد. معادله ی اندازه گیری نابالانسی با فرض دو درجه آزادی و شرایط تقارن برای روتور به صورت زیر می باشد:

$$\begin{pmatrix} \omega_1^2 - \Omega^2 & \omega_1^2 - \Omega^2 \\ -\omega_2^2 + \Omega^2 & \omega_2^2 - \Omega^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \Omega^2 \begin{pmatrix} \frac{2}{m}(u_1 + u_2) \\ \frac{L^2}{2\theta}(u_2 - u_1) \end{pmatrix}$$

با فرکانس طبیعی در راستای انتقالی معادل

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2c}{m}}$$

و فرکانس طبیعی چرخشی حول محور عمودی معادل

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{cL^2}{2\theta}}$$

θ ممان اینرسی روتور و شافت

L فاصله بین دو تکیه گاه

معادله می تواند به فرم ماتریسی به صورت زیر بازنویسی شود:

$$Q\vec{x} = \Omega HKQ\vec{U}$$

With

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$$

$$\vec{U} = \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \end{pmatrix}$$

$$Q = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$H = \begin{pmatrix} \frac{1}{1-\eta_1^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{1-\eta_2^2} \end{pmatrix} \quad K = \begin{pmatrix} \frac{1}{c} & 0 \\ 0 & \frac{1}{c} \end{pmatrix} \quad \eta_1 = \frac{\Omega}{\omega_1} \quad \eta_2 = \frac{\Omega}{\omega_2}$$

در نتیجه :

$$\vec{U} = \frac{1}{\Omega^2} (Q^{-1} H K Q)^{-1} \vec{x}$$

اگر η ها به صفر نزدیک شود ماتریس H به ماتریس واحد میل می کند. در نتیجه فرمولاسیون بالا با معادله اندازه گیری کالیبره دائمی قابل تطابق خواهد بود:

$$\vec{U} = \frac{1}{\Omega^2} P \vec{x}$$

در این صورت ماتریس P بدست می آید :

$$P^{-1} = Q^{-1} K Q$$

برای بدست آوردن ماتریس H تنها کافیهست ω_1 و ω_2 را با توجه به مشخصات مجموعه ی ماشین و روتور محاسبه کنیم. برای ساده سازی روابط میتوان فرض تقارن روتور و اینکه شعاع اینرسی (ژیراسیون) روتور معادل $\frac{1}{\sqrt{12}}$ برابر فاصله تکیه گاه ها باشد را لحاظ کرد (این مقدار برای یک استوانه بلند به طول فاصله تکیه گاه ها صادق است). با در نظر گرفتن این فرض ها می توان تنها با داشتن جرم روتور (m_R) فرکانس های طبیعی را محاسبه نمود.

$$\omega_1^2 = \frac{2c}{2M_s + m_R}$$

$$\omega_2^2 = \frac{2c}{2M_s + 4 \frac{\theta_R}{L^2}}$$

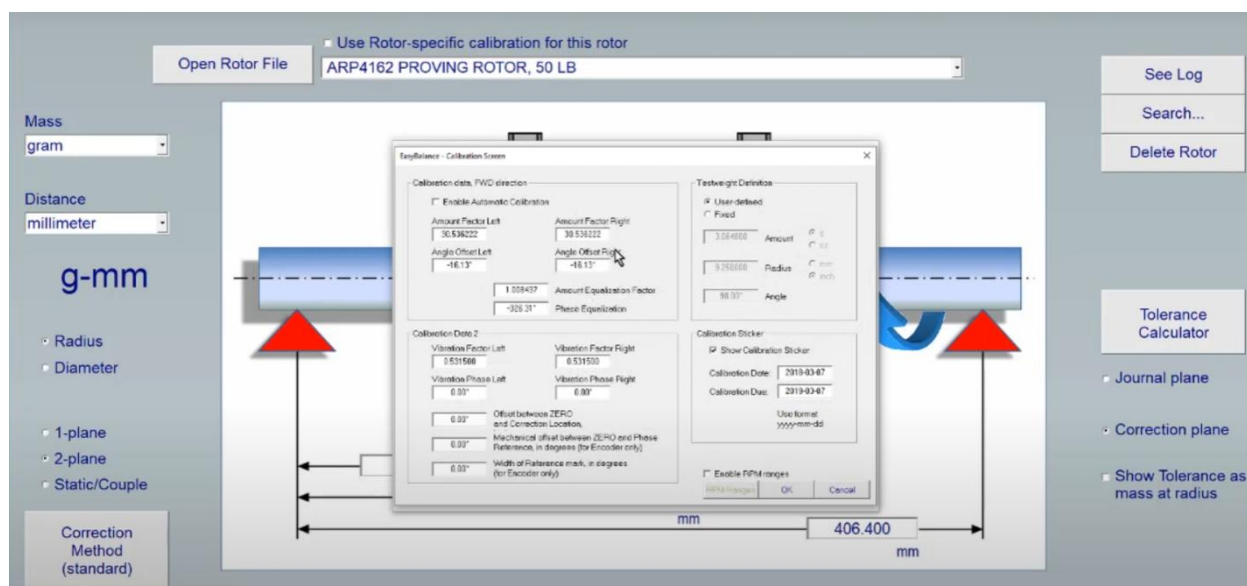
در این روابط M_s جرم در حال ارتعاش (ماشین و روتور) و θ_R ممان اینرسی روتور حول محور عمود بر محور چرخش (محور عرضی) می باشد که مطابق رابطه ی زیر بدست می آید:

$$\theta_R = \frac{m_R L^2}{12}$$

معمولا اگر روتور خیلی آویزان (Overhang) نشود، شعاع اینرسی (ژیراسیون) روتور برابر $\sqrt{\frac{\theta_R}{m_R}}$ می شود. از دو رابطه ی اخیر می توانیم نتیجه بگیری که شعاع اینرسی روتور کمتر از نصف فاصله تکیه گاه ها است. در این حالت

$\omega_2 > \omega_1$ ؛ به این معنی که فرکانس طبیعی انتقالی مقدار کمتری دارد و عبارت تصحیح در راستای چرخشی کوچکتر است (خطای ناشی از افزایش فرکانس در قسمت انتقالی بیشتر است). لذا مشخصه جرم روتور دارای اهمیت بیشتری نسبت به ممان اینرسی حول محور عرضی می باشد. سختی پایه تکیه گاه (C) و مقدار جرم در حال ارتعاش (M_S) ثوابتی مربوط به ماشین بالانس می باشند و برای هر ماشین تنها یک بار آن ها را تعیین می کنیم تا بتوانیم ماتریس H را محاسبه و اصلاح کالیبره دائمی را انجام دهیم. ابتدا ویژگی های ابعادی و هندسی روتور تست را برای دستگاه مشخص می کنیم. پارامترهای ثابت سیستم از طریق دو مرحله تست روتوری متقارن با حداکثر سرعت معادل ۸۰ درصد سرعت رزونانس بدست می آید. در مرحله اول روتور بالانس شده مورد آزمایش قرار می گیرد. در مرحله دوم با افزودن مقدار معینی جرم نابالانسی در مکانی معین مجدداً تست انجام می شود. در مرحله اول کالیبره ی صفر دستگاه انجام می شود. در مرحله دوم با تعیین محل قرار دادن جرم نابالانسی برای دستگاه چهار فاکتور کالیبره در دستگاه محاسبه و ثبت می شود؛ دو فاکتور کالیبره مقدار نابالانسی در دو صفحه چپ و راست و دو فاکتور اصلاح زاویه فاز برای دو صفحه. سپس در قسمت ورودی سیستم (۱۳) جرم روتور وارد شده و بدین ترتیب کالیبره و تصحیح آن در واحد پردازش و محاسبه سیستم (۱۱) انجام می گیرد.

بالانسره های Hard-Bearing در صنعت هوافضا هر ۳ ماه یکبار و در سایر صنایع هر ۳۰ سال یکبار نیاز به کالیبره پیدا می کنند. در تصویر زیر نمونه ای از تنظیمات و فاکتور های کالیبره را مشاهده می کنید.



شکل ۲۶) محیط گرافیکی یک سیستم بالانس و نحوه کالیبره آن

۴/۶. سنسورهای معمول استفاده شده

در بالانسره های Hard-Bearing اساساً اجازه جابجایی به تکیه گاه ها داده نمی شود و در عوض نیروی ناشی از نابالانسی اندازه گیری می شود. برای این منظور انواع سنسورهای نیرو از قبیل پیزوالکتریک، مکانیکی، Strain-

Gauge، لودسل و ... استفاده کرد. یکی از انواع سنسور های پر استفاده در صنعت سنسور پیزوالکتریک می باشد؛ این سنسور ها بر اساس اثر پیزوالکتریک عمل می کنند؛ به این گونه که اینگونه مواد می توانند نیرو و انواع اثرات آن مانند تنش، فشار و دفرمگی را به جریان الکتریکی تبدیل می کنند. نوع معمول این سنسورها از کوارتز ساخته می شود.

شکل ۲۷) پیزوالکتریک نیروسنج

Force Washer ها نمونه پر کاربرد دیگری از لودسل های مینیاتوری می باشد. این سنسور ها به ویژه برای اندازه گیری نیروی بستن اتصالات مورد استفاده قرار می گیرد. در تصویر زیر نمونه ای از تجهیزات اندازه گیری مورد نیاز در بالانسر Hard-Bearing قابل مشاهده است. (دو لودسل و دورسنج)



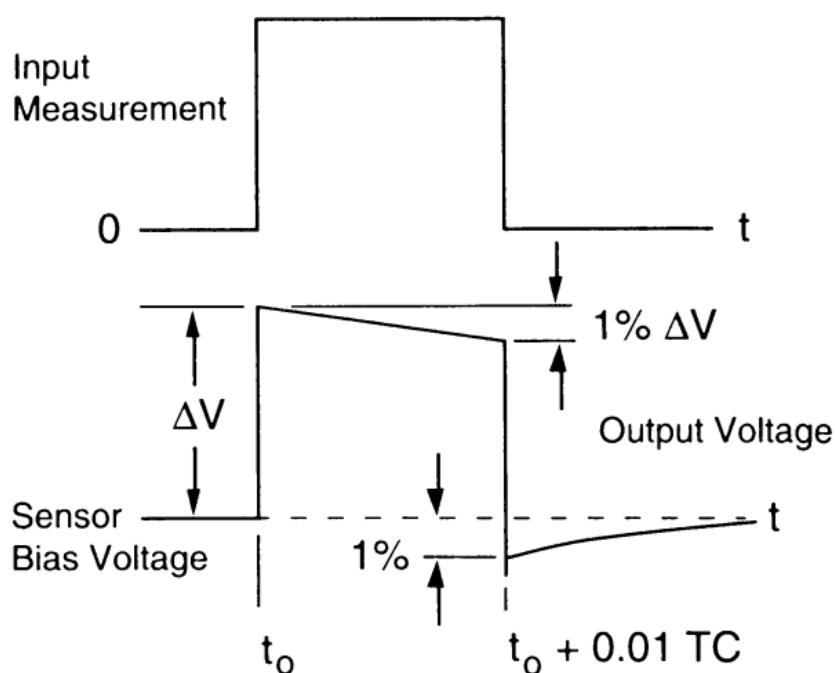
شکل ۲۸) تجهیزات یک بالانسر هارد بیرینگ

۷. کالیبراسیون سنسور ها

سنسور های نیروسنج یکی از مهم ترین بخش های بالانسر Hard-Bearing می باشند که غالبا از نوع پیزو و ساخته شده از کریستال کوارتز، تورمالین و یا ماده ای سرامیکی معروف به PZT (lead zirconate titanate)

هستند. این مواد فشار اعمال شده را به بار الکترواستاتیک تبدیل می کنند. در ادامه این بار به سیگنال ولتاژ با امپدانس پایین تبدیل شده تا امکان خواندن خروجی با تجهیزات مورد نظر فراهم شود. این نوع سنسور نیرو ها به دلیل فرکانس طبیعی بالا و رفتار خطی در بازه وسیعی از دامنه، به ویژه برای کاربردهای با نیروی دینامیک مناسب تر هستند. حد بالای فرکانس کاری این سنسورها (که توسط فرکانس رزونانس سنسور محدود شده است) در مرتبه 100 kHz و بیشتر می باشد و یکی از ویژگی هایی است که باید در انتخاب سنسور مد نظر قرار گیرد.

در مقابل رفتار دینامیکی عالی، سنسورهای پیزوالکتریک برای اندازه گیری نیروهای استاتیکی مناسب نیستند. حتی با وجود عایق بندی الکتریکی مناسب این سنسور ها، بار الکترواستاتیک ناشی از فشار نهایتاً از مسیری با کمترین مقاومت الکتریکی تخلیه شده و به سمت صفر کاهش می یابد؛ این باعث می شود که هنگام اعمال فشار استاتیکی و ثابت به سنسور، خروجی پس از مدتی به صفر میل کند با وجود اینکه فشار همچنان در حال اعمال است. نرخ کاهش بار الکترواستاتیکی به صفر با پارامتری به نام ثابت زمانی تخلیه (Discharge Time Constant یا DTC) تعریف شده و به عنوان دومین ویژگی مهم در انتخاب سنسور نیروی دینامیکی مناسب، مورد اهمیت است. از نظر کمی DTC معادل زمانی است که طول می کشد تا سیگنال خروجی سنسور به ۳۷ درصد مقدار ورودی پله اولیه کاهش یابد. لذا DTC حد پایین فرکانس کاری سنسور را برایمان مشخص می کند.



تصویر ۱: پاسخ تابع پله

هنگامی که تابع پله به عنوان ورودی به سنسور پیزوالکتریک داده شود خروجی مطابق تصویر بالا خواهد بود. در اندازه گیری های شبه استاتیکی⁶⁹ به عنوان قاعده ای سرانگشتی افت سیگنال خروجی و زمان سپری شده در بازه ۱۰ درصد ابتدایی DTC رابطه ی یک به یک دارند. اگر سنسوری دارای DTC برابر ۵۰۰ ثانیه باشد، در ۵۰ ثانیه ابتدایی سیگنال ورودی اولیه به اندازه ی ۱۰ درصد افت داشته است. برای دقت ۱ درصد، داده باید در بازه ۱ درصدی ابتدای DTC ثبت شود. در تصویر بالا از این قاعده استفاده شده است.

⁶⁹Quasi-static measurements

پس از طی شدن زمانی معادل ۵ برابر DTC سیگنال تقریباً صفر می شود. همانطور که در تصویر ۱ مشخص است پس از حذف نیروی پله اعمالی سیگنال خروجی به پایین تر از خط مرجع نزول کرده و مقدار این افت با کاهش سیگنال نسبت به سیگنال ورودی برابر است (هر دو برابر ۱ درصد تغییر ولتاژ اولیه هستند). مشاهدات بیشتر نشان می دهد که در صورت عدم تغییر ورودی، خروجی مجدداً به سمت صفر می رود تا نهایتاً سیستم به تعادل برسد.

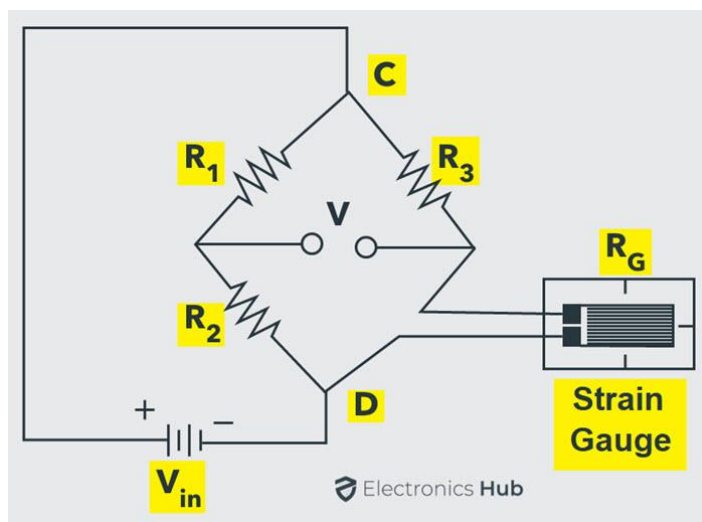
۷/۱. کالیبراسیون نیروسنج دینامیکی پیزوالکتریک به روش میله هایپکینسون

یکی از چالش های کالیبره کردن این نوع سنسورها نسبت به لودسل های استاتیکی نیاز به فرآیندی که در آن نیرو به صورت دینامیکی اعمال شود. در حال حاضر روش های مختلفی برای کالیبراسیون این سنسورها موجود است؛ اما اکثر آنها به سایر سنسورهایی که خود باید کالیبره شوند یا تجهیزات گران قیمت نیاز دارند. در اینجا به دنبال ارائه ی روشی هستیم که در آن نیازی به سنسورهای دیگر با فرآیند کالیبره پیچیده و خاص خودشان نباشد.

در این روش از ساختار میله فشار دو تکه هایپکینسون⁷⁰ که در آن سنسور مورد آزمایش با سنسور نیرو دینامیکی خود دستگاه جایگزین شده استفاده می کنیم. نشان خواهیم داد که میله ضربه زننده و ساز و کار پرتاب آن که معمولاً پر هزینه ترین قسمت دستگاه تست است، از نظر تئوری برای اهداف کالیبراسیون ضروری نمی باشند. لذا با جایگزین کردن این قسمت می توان سیستم کالیبراسیون کارآمد و ارزان تری ساخت. در این روش می توان پالس های نیرو به بزرگی 20 kN و حداقل زمان اعمال 50 μ s را بدست آورد.

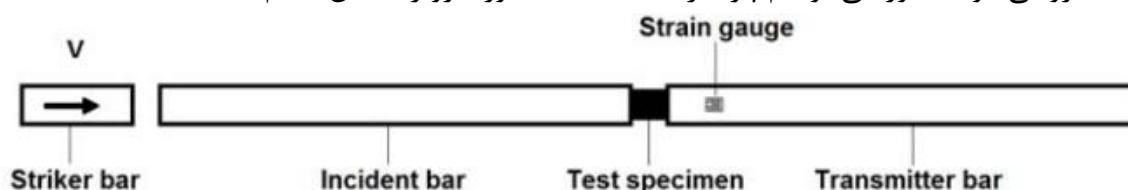
کارخانه تولید کننده پیزوالکتریک PCB Piezotronics حساسیت و بازه کاری (2224 تا 4448 کیلو نیوتن) سنسورهای خود را از طریق قرار دادن در دستگاه پرس هیدرولیک و اعمال و حذف سریع بار تعیین می کند. در این روش نیروی اعمالی به وسیله ی یک لودسل مرجه اندازه گیری می شود. این روش هم معایبی که پیش تر اشاره کردیم را همچنان دارد (هزینه بالای تجهیزات و نیاز به کالیبراسیون سنسور مرجع)

در روش ساده تر که اینجا به آن اشاره می کنیم از دو میله استوانه ای آلومینیومی و تعدادی کرنش سنج (Strain Gauge) به عنوان سنسور مرجع استفاده می کنیم. کرنش سنج ها از طریق موازی کردن با مقاومت معلوم و خواندن ولتاژ خروجی پل وتستون⁷¹ به راحتی کالیبره می شوند. (اطلاعات بیشتر: [Calibrating Strain Gauges with Shunt Resistor \(youtube.com\)](#))



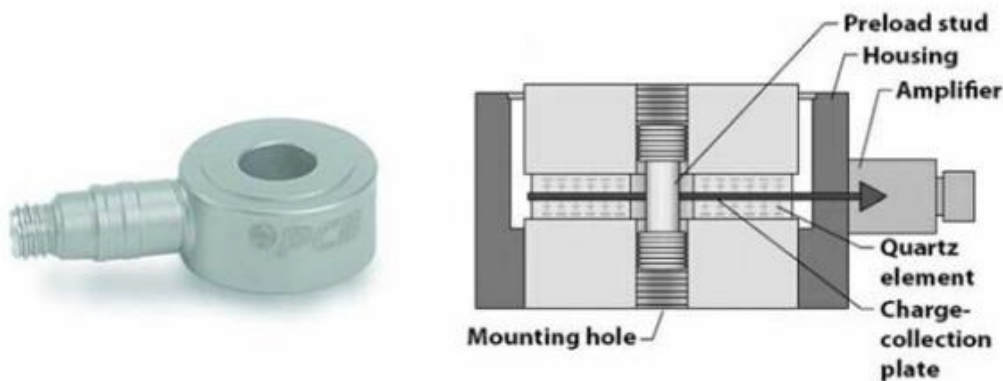
Hopkinson pressure bar^{۷۰}
Wheatstone bridge^{۷۱}

سپس سنسور مورد تست (کالیبره) بین دو میله قرار داده می شود. با ضربات چکش به یکی از میله ها موج تنش الاستیک در طول آن ایجاد کرده و این موج به سنسور نیرو و کرنش سنج منتقل می شود. از طریق مقایسه خروجی دو سنسور می توانیم پارامتر حساسیت سنسور نیرو را تعیین کنیم.



شکل ۳۰) نمای کلی دستگاه تست میله فشار دو تکه هاپکینسون

سنسوری که در اینجا مورد آزمایش و کالیبراسیون قرار گرفته از کریستال کوارتز ساخته شده است (مدل 201B05 از شرکت PCB Piezotronics: [Model 201B05 | PCB Piezotronics](#)). بازه اندازه گیری این سنسور حداکثر تا 22 kN در فشردگی و حد بالای فرکانس آن 90 kHz می باشد. تصویر زیر این سنسور و اجزای داخلی آن را نشان می دهد.

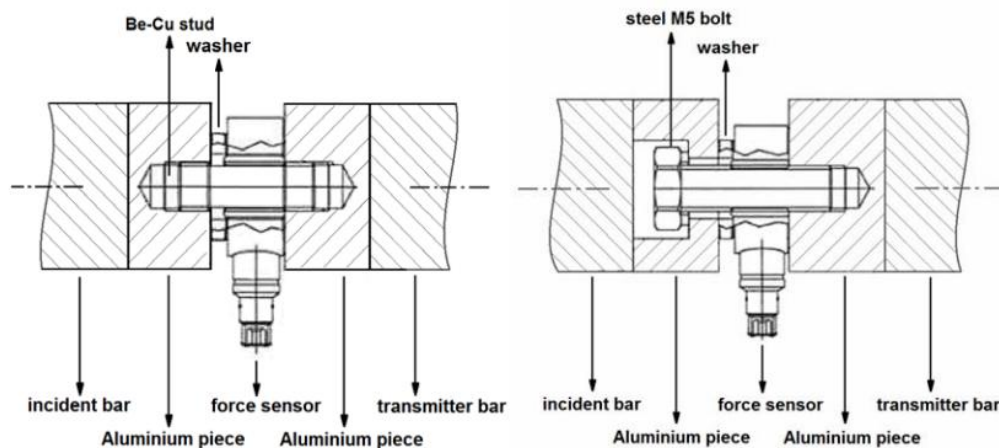


شکل ۳۱) سنسور نیرو مدل B05۲۰۱ و اجزای داخلی آن

برای اطمینان از خروجی خطی در بازه کاری پایین تر (اندازه گیری نیروهای نسبتاً کوچک) سنسور باید به کمک پیچ دو سر رزوه پیش بار⁷² در سازه ای که نصب می شود تحت بار اولیه⁷³ قرار گیرد (برای این سنسور مقدار بار اولیه برابر 4500 N می باشد؛ برای هر سنسور مقدار متفاوتی بار اولیه مورد نیاز است که در کاتالوگ مربوط به آن مشخص شده است). با توجه به مشخصات سنسور استفاده شده دو نوع پیکربندی در تصویر زیر می توانند بدین منظور بکار گرفته شوند.

Preload stud^{۷۲}

Preload^{۷۳}



شکل ۳۲ شماتیک دستگاه کالیبره میله هاپکینسون

در شیوه نصب معمول که در سمت چپ تصویر بالا قرار دارد، سنسور به وسیله ی پیچ دو سر رزوه ای از جنس بریلیم - مس الاستیک⁷⁴ و تامین شده توسط شرکت سازنده، تحت بار اولیه قرار گرفته است. هر دو سر پیچ و سوراخ هر دو قطعه در دو طرف سازه رزوه شده اند. در این پیکربندی قسمتی از نیروی بین دو قسمت سازه از طریق پیچ منتقل می شود. مطابق اطلاعات سازنده برای پیچ Be-Cu مقدار این نیرو می تواند تا ۵ درصد کل نیرو باشد؛ یعنی در این حالت سنسور ۹۵ درصد کل نیروی ایجاد شده را تحمل می کند. اگر پیچ با جنس متفاوتی مثلا فولادی استفاده شود این مقدار می تواند تا ۵۰ درصد افزایش یابد.

شیوه نصب دوم (سمت راست تصویر بالا) از پیچ معمولی برای اعمال بار اولیه روی سنسور نیرو استفاده می کند. در سمت سر پیچ، رزوه با سوراخ قطعه سمت چپ فاصله مناسبی داشته و اتصالی بینشان برقرار نمی شود. در سمت مقابل رزوه پیچ در سازه درگیر و از این طریق پیش بار اعمال می شود. در این ساختار تمام نیرو توسط سنسور تحمل شده و پیچ نیرویی را منتقل نمی کند. این روش خصوصا توسط PCB با هدف کالیبراسیون مورد استفاده قرار می گیرد؛ لذا در این بخش همین روش را برای تثبیت و پیش بار سنسور در نظر می گیریم. از یک پیچ فولادی M5 برای این منظور استفاده می شود.

• دستگاه تست Split Hopkinson Pressure Bar

در تصویر زیر شماتیک کلی دستگاه SHPB مشاهده می شود.



تصویر ۳: شماتیک کلی دستگاه تست SHPB

دستگاه شامل یک میله کوتاه ضربه زننده⁷⁵ و دو میله بلندتر برخورد⁷⁶ و منتقل کننده⁷⁷ نیرو می باشد. دو میله استوانه ای بلند معمولاً قطر یکسانی دارند. سنسور کالیبراسیون بین این دو میله قرار می گیرد. جنس میله ها از آلومینیوم است تا انتقال نیروی بهتری داشته باشیم. از طریق پرتاب میله ضربه زننده و برخورد آن با سر آزاد میله ی برخورد با سرعت V فرآیند تست شروع می شود. در اثر ضربه اعمال شده موج تنش و کرنش ϵ_i در طول میله ایجاد شده و به سنسور منتقل می شود. مدت این موج با طول میله ضربه زننده و اندازه آن با سرعت برخورد V مشخص می شود. بخشی از موج در قسمت تماس میله ی برخورد و سنسور به میله بر می گردد (ϵ_r). قسمت باقیمانده موج از طریق سنسور نیرو به سمت میله منتقل کننده انتشار می یابد (ϵ_t). هر میله توسط بیرینگ هایی که در شیارهایی V شکل⁷⁸ قرار گرفته اند، نگه داشته می شود تا محدودیتی در حرکت طولی میله ها ایجاد نشود.

تحت شرایطی می توان تاریخچه زمانی کرنش ϵ ، نرخ کرنش $\dot{\epsilon}$ و تنش درونی سنسور نیرو σ را از تاریخچه های زمانی اندازه گیری شده ی ϵ_i ، ϵ_r و ϵ_t محاسبه کرد. برای این منظور فرضیات زیر لازم هستند:

- تنش های وارده به میله ها و سنسور نیرو هم محور باشند.
- سنسور در تمامی لحظات در شرایط شبه تعادلی (کوازی استاتیک) باشد.
- میله ها در ناحیه الاستیک تغییر شکل دهند.

در واقعیت اثرات مختل کننده ای⁷⁹ به وجود می آید که می تواند محاسبات را پیچیده کند (پراکندگی موج تنش⁸⁰ در میله ها یا اینرسی و اصطکاک قطعات تست). چون سنسور تحت بار اولیه بین دو میله به صورت محکم تثبیت شده، اثر اصطکاک و اینرسی سنسور قابل صرف نظر هستند در تصویر صفحه بعد نحوه تثبیت سنسور بین دو میله دیده می شود. در این شکل بار اولیه از طریق تحت فشار قرار دادن سنسور بین دو استوانه آلومینیومی به کمک پیچ دو سر رزوه اعمال شده است. دو استوانه آلومینیومی به صورت صلب به دو میله ی برخورد و منتقل کننده چسبانده شده اند.

⁷⁵striker bar

⁷⁶incident bar

⁷⁷transmitter bar

⁷⁸V-shaped grooves

⁷⁹disturbing effects

⁸⁰dispersion of the stress wave



شکل ۳۴) سنسور نیروی نصب شده بین دو میله آلومینیومی به وسیله ی پیچ فولادی

اثرات پراکندگی از انتشار موج در میله های هاپکینسون ناشی می شوند؛ اما زمانی که ابعاد عرضی میله ها بسیار کوچکتر از ابعاد طولی باشد، ممکن است این اثرات نیز نادیده گرفته شود. در دستگاه تست مورد استفاده در این مقاله، قطر میله ها ۲۵ mm است که بسیار کوچکتر از طول آن است: ۶ متر برای میله برخورد و ۳ متر برای میله منتقل کننده.

نادیده گرفتن اثرات مزاحم و در نظر گرفتن مفروضات مطرح شده در بالا منجر به محاسبه نسبتاً ساده ی تاریخچه تنش میانگین در نمونه تست (سنسور کالیبراسیون) می شود

$$\sigma_m(t) = \frac{A_s E_s}{2A_p} (\varepsilon_t(t) + \varepsilon_r(t) + \varepsilon_i(t)) \quad (1)$$

در این فرمول، A_p و A_s به ترتیب سطح مقطع میله های هاپکینسون و سنسور نیرو هستند و E_s مدول یانگ^{۸۱} میله ها، یعنی مدول الاستیسیته^{۸۲} آلومینیوم است ($E_s = 71.5 \text{ GPa}$).

به دلیل جنس و سطح مقطع یکسان دو میله و فرض تعادل شبه استاتیک برای سنسور نیرو با توجه به طول کم آن، معادله ی تعادل زیر برقرار است:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_t = \varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) \quad (2)$$

بدین ترتیب تنش میانگین ساده تر می شود:

$$\sigma_m(t) = \frac{A_s E_s}{A_p} \varepsilon_t(t) \quad (3)$$

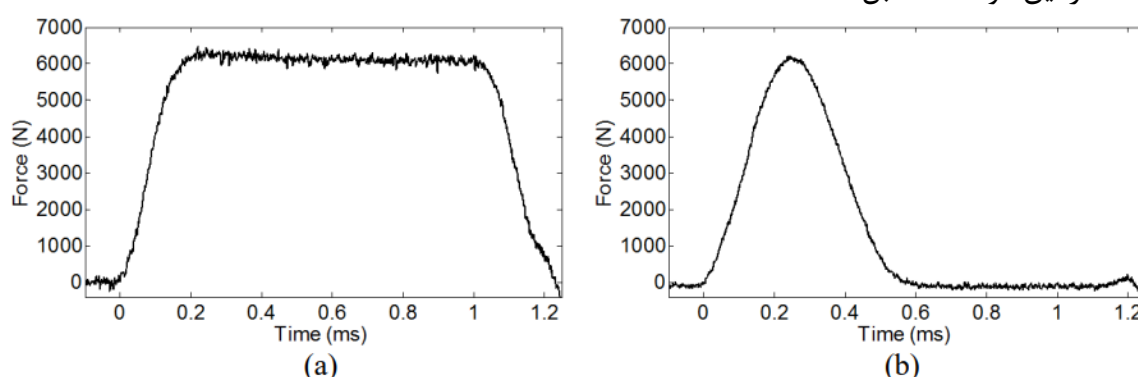
و نیروی اعمالی به سنسور برابر است با:

$$F(t) = A_s E_s \varepsilon_t(t) \quad (4)$$

^{۸۱}Young's modulus
^{۸۲}elasticity modulus

لذا با اندازه گیری کرنش در نزدیکی سنسور نیرو در میله منتقل کننده می توان نیروی اعمالی روی سنسور نیرو قابل محاسبه است. با مقایسه این نیرو و خروجی سنسور نیرو تعیین حساسیت سنسور نیرو امکان پذیر می شود. کرنش روی میله منتقل کننده توسط دو کرنش سنج⁸³ با پیکربندی نیم پل⁸⁴ اندازه گیری می شود. مدل کرنش سنج ها FLA-2-11 Tokyo Sokki Kenkyujo با ضریب سنجش⁸⁵ ۲.۱۱ و مقاومت Ω 120 می باشد. فاصله کرنش سنج ها و سنسور نیرو ۱۰ سانتی متر است. کالیبراسیون کرنش سنج قبل از هر تست انجام می شود.

در تمامی تست های استاندارد هاپکینسون برای ایجاد موج تنش مسطح (تراز)⁸⁶ از میله ضربه استفاده می شود برای ساده تر شدن فرآیند تست و عدم نیاز به تجهیزات پر هزینه، در روش مطرح شده در این مقاله به جای میله ضربه و مکانیزم پرتاب آن از ضربه دستی چکش فولادی صنعتی استفاده می شود. نتیجه به صورت یک موج پالس مانند⁸⁷ خواهد بود. در تصویر زیر مقایسه ای بین شکل موج ثبت شده توسط کرنش سنج ها در این دو حالت قابل مشاهده است.



نمودار (۱۰) نمودارهای نیرو - زمان برای دو حالت ضربه با استفاده از میله ضربه (a) و چکش صنعتی (b)

نمودار (a) شکل موج ناشی از میله ضربه و نمودار (b) شکل موج ناشی از ضربه چکش صنعتی را نشان می دهد.

مزیت استفاده از چکش معمولی این است که هیچ سیستم پرتاب پنوماتیک، مکانیکی یا هیدرولیکی برای پرتاب میله ضربه به سمت میله برخورد هاپکینسون مورد نیاز نیست. این امر هزینه های راه اندازی تست را کاهش می دهد. همچنین توانایی دستگاه تست را برای کارکرد به عنوان یک دستگاه کالیبراسیون کاهش نمی دهد، زیرا برای اهداف کالیبراسیون مهم نیست که موج تنش چه شکلی دارد؛ فقط تفاوت شکل موج که توسط سنسور نیرو و کرنش سنج اندازه گیری می شود مهم است. این مورد در پاراگراف بعدی نشان داده خواهد شد.

۷/۲. نتایج تجربی

^{۸۳} Strain gauge

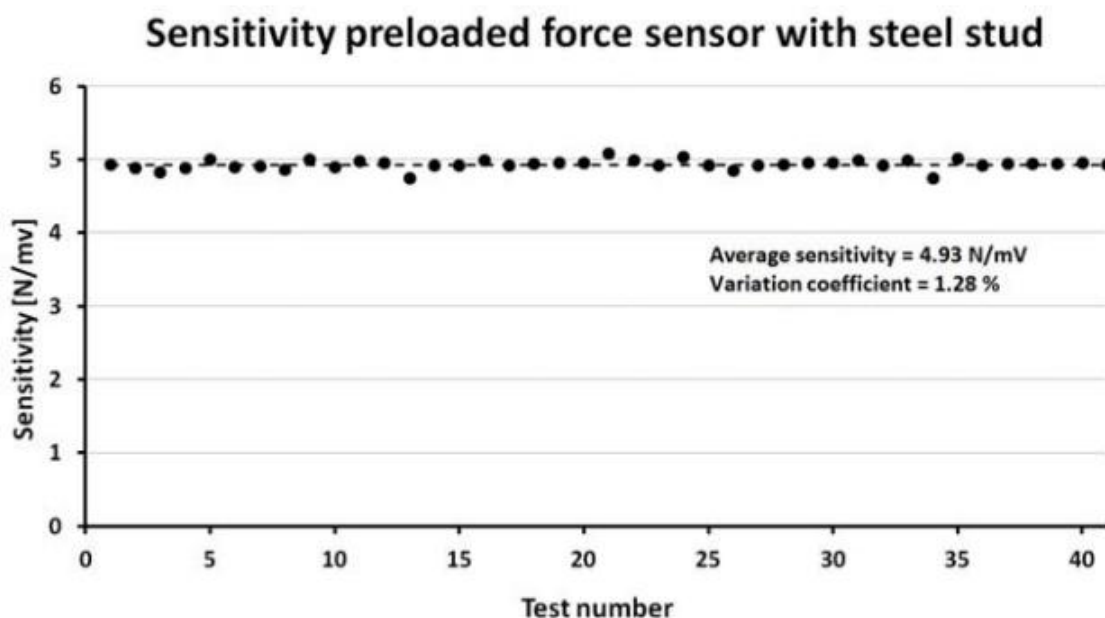
^{۸۴} Half bridge configuration ([Half-Bridge Type I - NI](#))

^{۸۵} Gauge factor (GF)

^{۸۶} plateau shaped stress wave

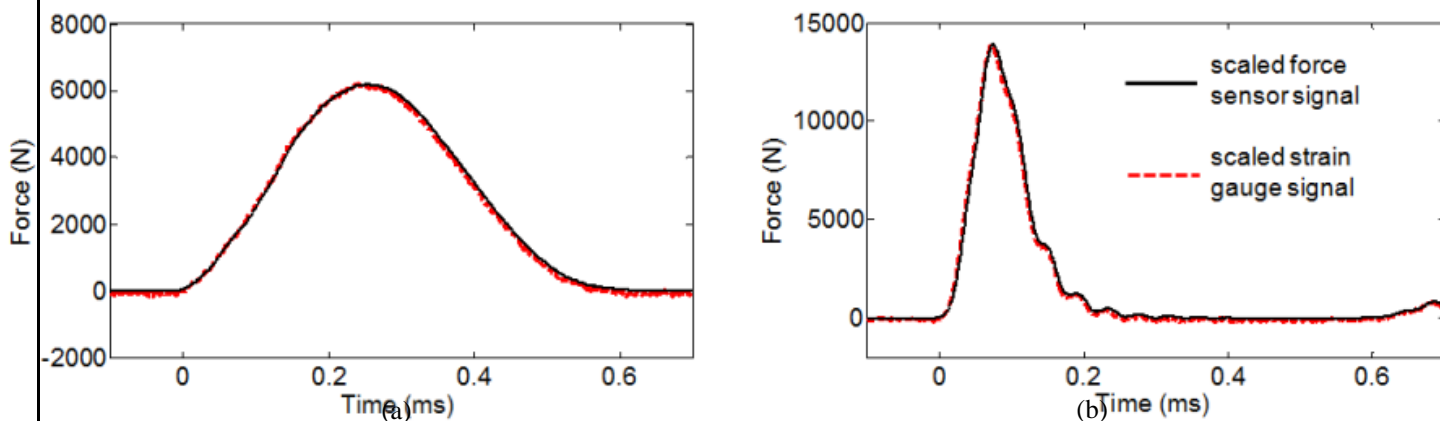
^{۸۷} pulsed shape wave

با استفاده از روش کالیبراسیون شرح داده شده در پاراگراف قبل، ۴۱ تست کالیبره با سنسور مدل 201B05 که با استفاده از پیچ فولادی ساده و طبق پیکربندی سمت راست در شکل ۳۲ تحت بار اولیه قرار گرفته، انجام شد. نمودار زیر نسبت ماکزیمم نیروی اندازه گیری شده توسط کرنش سنج ها و محاسبه شده با رابطه (۴) به ماکزیمم ولتاژ خروجی سنسور نیرو برای هر بار تست را نشان می دهد.



نمودار (۱۱) ضریب حساسیت به دست آمده از ۴۱ تست کالیبره برای سنسور مدل B05۲۰۱ تحت بار اولیه با پیچ فولادی

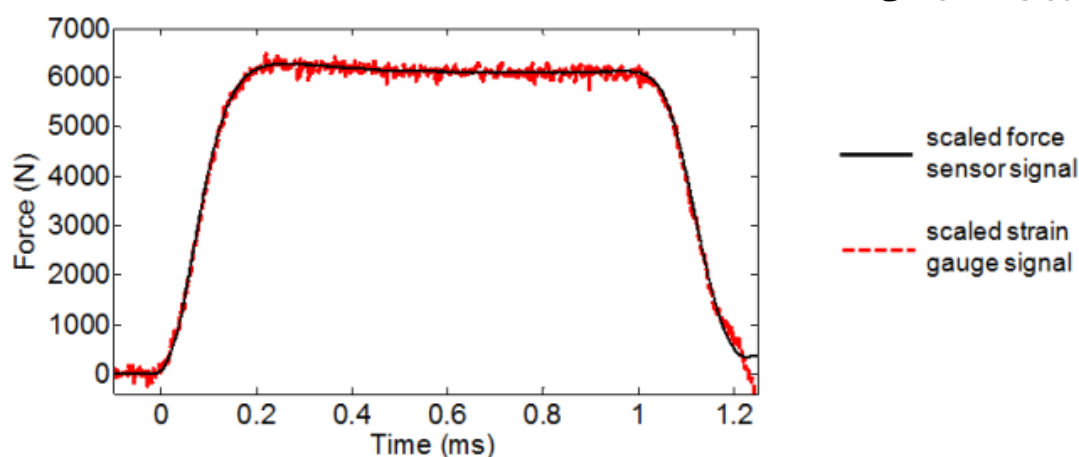
این نسبت نمایانگر حساسیت کالیبره شده ی سنسور نیرو (تحت بار اولیه با پیچ فولادی) و مقدار میانگین آن برابر 4.93 N/mV می باشد. عدم قطعیت آزمایش های کالیبراسیون با استفاده از ضریب تغییرات ۱.۲۸٪ تخمین زده می شود که نسبتاً کوچک و نشان دهنده ی تکرارپذیری مناسب اندازه گیری هاست. نمودار قبلی فقط مقادیر اوج پالس های نیرویی را که از میله های هاپکینسون عبور می کنند در نظر می گیرد. همچنین ترسیم های نیرو-زمان سیگنال های اندازه گیری شده توسط سنسور نیرو و کرنش سنج ها باید مقایسه شوند. شکل زیر تاریخچه زمانی نیرویی که توسط کرنش سنج ها و با استفاده از معادله (۴) اندازه گیری و محاسبه شده (به رنگ قرمز)، را در مقایسه با نیروی اندازه گیری شده توسط سنسور نیرو و محاسبه شده با ضریب حساسیت تعیین شده ی 4.93 N/mV (به رنگ مشکی) نشان می دهد.



نمودار ۱۲) نمودارهای نیرو - زمان به دست آمده از سنسور نیرو (خط مشکی) و کرنش سنج (خط چین قرمز) برای ضربه با دامنه متوسط (a) و دامنه بالا (b)

این مقایسه برای دامنه نیروی متوسط (سمت چپ) و دامنه نیروی بالا (سمت راست) انجام شده است. در هر دو حالت، می توان یک تطابق کامل را در مورد شکل و بزرگی پالس ها مشاهده کرد. این نشان می دهد که روش ارائه شده می تواند با موفقیت به عنوان یک روش کالیبراسیون برای مبدل های نیروی دینامیکی مورد استفاده قرار گیرد.

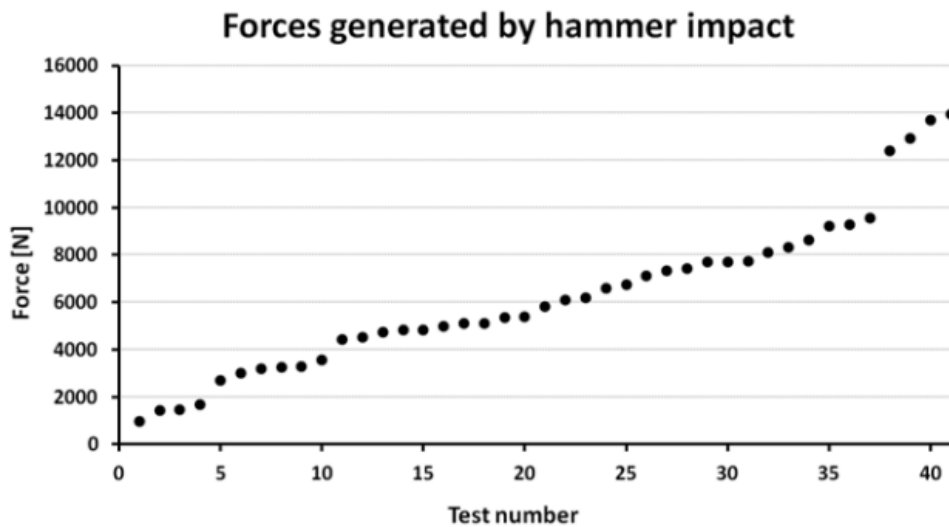
برای توضیح بیشتر نسبت حساسیت تعیین شده را می توان در یک موج تنش فلات شکل با استفاده از میله ضربه تست هاپکینسون نیز اعمال کرد. شکل زیر دوباره نشان می دهد که تاریخچه زمانی نیرو که توسط سنسور نیرو و کرنش سنج ها اندازه گیری می شود، با استفاده از ضریب حساسیت تعیین شده دقیقاً مطابقت دارند. این تطابق در حساسیت تعیین شده توسط پالس های چکش و در پالس های تولید شده با استفاده از میله ضربه نشان می دهد که استفاده از یک چکش صنعتی معمولی به جای میله ی ضربه تست هاپکینسون، کیفیت کالیبراسیون را کاهش نمی دهد.



نمودار ۱۳) مقایسه نمودار نیرو - زمان به دست آمده از سنسور نیرو و کرنش سنج برای ضربه پله مانند

حداکثر محدوده نیروهایی که می تواند بر مبدل نیرو وارد شود بستگی به این دارد که فرد چقدر محکم می تواند با چکش به میله برخورد ضربه بزند. در سری تست برای این مقاله، نیروهایی تا 14 kN مورد آزمایش قرار گرفتند. شکل زیر مروری بر نیروهایی که در طول آزمایش های کالیبراسیون ایجاد شده اند، ارائه می

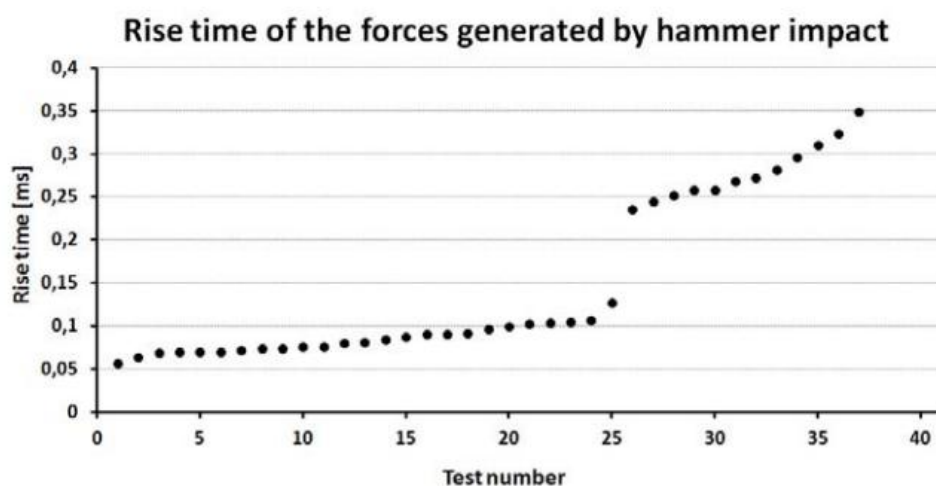
دهد. حداکثر این نیروها ممکن است به ۲۰ kN برسد، زیرا چکش در این سری تست به منظور جلوگیری از اضافه بار^{۸۸} نیروسنج با قدرت کامل استفاده نشده است.



نمودار ۱۴) دامنه نیروی ایجاد شده توسط ضربه چکش فولادی در هر تست

اگر سنسور هایی با دامنه کاری بالاتر نیاز به کالیبره شدن داشته باشند، می توان از روش میله فشار اسپلیت هاپکینسون به صورت کاملاً مجهز استفاده کرد، از جمله میله ضربه که می تواند نیروهایی تا 40 kN اعمال کند. با این حال، در این صورت هزینه ها افزایش می یابد.

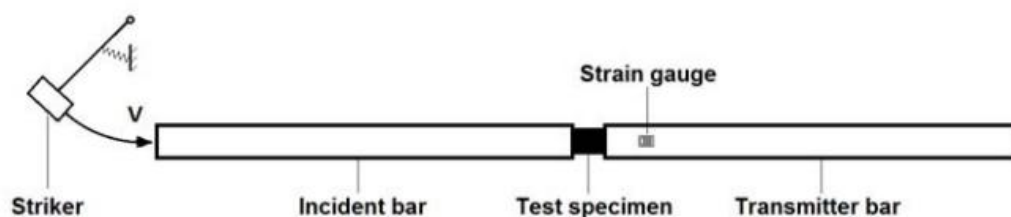
از نمودار ۱۲ (b) همچنین می توان مشاهده کرد که زمان خیزش بسیار کوتاه پالس های نیرو را می توان با ساز و کار فعلی به دست آورد. زمان خیزش، زمان بین شروع پالس نیرو و زمانی است که به حداکثر مقدار آن رسیده است. نمودار ۱۵ زمان خیزش پالس های نیروی تولید شده را به ترتیب صعود نشان می دهد. کوتاه ترین زمان خیزش در حدود ۵۰ میکرو ثانیه است که نشان می دهد این روش کالیبراسیون برای تولید پالس های نیروی دینامیکی شدید که معمولاً در محیط صنعتی رخ می دهد، مناسب است.



نمودار ۱۵) زمان خیزش نیروی ایجاد شده توسط ضربه چکش فولادی در هر تست

۷/۳. خلاصه کالیبراسیون نیروسنج

آزمایش های انجام شده در این مقاله نشان می دهد که دستگاه تست میله فشار اسپلیت هاپکینسون می تواند به عنوان یک دستگاه کالیبراسیون برای سنسورهای نیروی پیزوالکتریک دینامیکی با موفقیت مورد استفاده قرار گیرد. نشان داده شد که کالیبراسیون مناسب را می توان با استفاده از یک چکش صنعتی مشترک برای تولید پالس های نیرو، به جای میله ضربه و سیستم پرتاب همراه آن، که معمولاً در هر تست هاپکینسون برای به دست آوردن پالس های نیروی فلات شکل استفاده می شود، انجام داد. بنابراین دستگاه کالیبراسیون ارائه شده می تواند به عنوان جایگزینی ارزان برای سایر تکنیک های کالیبراسیون موجود برای سنسورهای نیروی دینامیکی در نظر گرفته شود. آزمایش ها با پیش بارگذاری با استفاده از یک پیچ فولادی مطابق دستورالعمل های کاربری ارائه شده توسط سازنده سنسور استفاده شده، انجام شد. نتایج سازگار برای حساسیت سنسور با عدم قطعیت ۱.۲۸ درصد بدست آمد. این راه اندازی برای کالیبره کردن سنسورهای نیرو با دامنه کاری تا ۲۰ کیلو نیوتن مناسب است و قادر به تولید پالس های نیرو با زمان خیزش ۵۰ میکرو ثانیه در سریع ترین حالت است، که نشان می دهد این شیوه تست تولید پالس های نیروی غالباً دینامیکی را میسر می سازد که بسیار نزدیک به رویدادهای تجربی هستند. برای بهبود کنترل و نظارت بر بزرگی نیرو و زمان خیزش پالس های نیرو، می توان در نظر گرفت که به عنوان چکش مهاجم یک آونگ را معلق کنید و زاویه سقوط را تغییر دهید. همانطور که در شکل ۳۵ نشان داده شده است. علاوه بر این، آونگ می تواند توسط یک فنر پیچشی قابل تنظیم یا یک محرک فعال شود تا پالس های نیروی قوی تر یا ضعیف تری دریافت شود.



شکل ۳۵) تنظیم تست هاپکینسون با استفاده از یک چکش مهاجم معلق به صورت آونگ و با استفاده از فنر پیچشی

۸. سنسور دورسنجی

۸/۱. انواع دورسنجی

برای امر دورسنجی انواع مختلف سنسور های دورسنجی وجود دارد که انواع آن به شرح زیر می باشد :

۱. دورسنج انالوگ
۲. انکودر چرخشی
۳. دورسنج اپتیکال
۴. دورسنج مغناطیسی

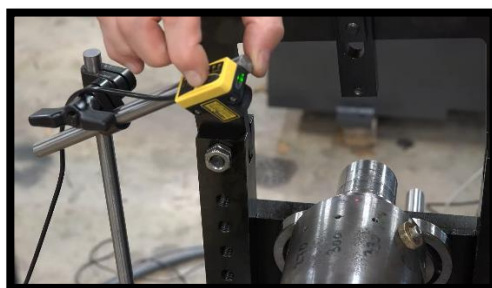
دورسنج انالوگ به دلیل عدم خروجی و ذخیره سازی داده ها مناسب نمیباشد و دورسنج اپتیکال توانایی انجام فاز سنجی را معمولا ندارند مگر با برنامه و نویسی و روشهای تشخیص برچسب.

۸/۲. نمونه‌های مشابه



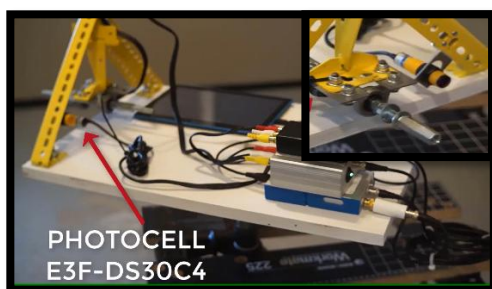
شکل ۳۶) سنسور IR

۱. در این نمونه با کمک یک سنسور IR دورسنجی صورت می‌گیرد. به نحوی که با استفاده از یک نوارچسب مشکی بیش از نود درصد از سطح دوار پوشانده شده و با چرخش این قسمت، سنسور در نواحی شفاف پالس ارسال می‌کند که با هماهنگی این پالس با داده‌های ارتعاش‌سنجی (در این نمونه با کمک اسیلوسکوپ) می‌توان محل و مقدار آنبالانسی را مشخص کرد. این سنسور در فاصله تقریبی یک سانتی نصب شده‌است.



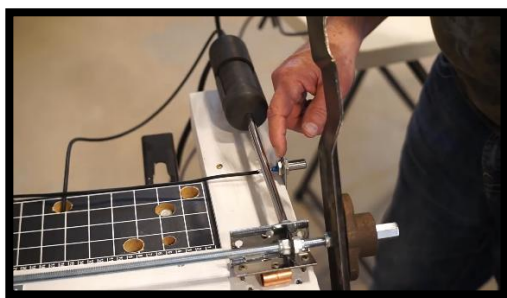
شکل ۳۷) سنسور اپتیکال

۲. در این نمونه از یک سنسور اپتیکال و یا به عبارتی photo sensor استفاده شده‌است که وظیفه شناسایی مارکر با ابعاد تقریبی نیم سانت را برعهده دارد. این سنسور به نظر در فاصله تقریبی ۵ تا ۱۰ سانتی نصب شده‌است.



شکل ۳۸) سنسور E3F-DS30C4

۳. در این نمونه از سنسور فوتوسل استفاده شده است، به طور واضح‌تر سنسور E3F-DS30C4 که در اصل به عنوان یک سنسور مجاورتی استفاده می‌شود استفاده شده‌است، اما با کاهش میدان دید و ورود به محدوده‌ای که اجسام تیره غیرقابل رویت و اجسام روشن قابل رویت هستند می‌توان از این نمونه سنسورها نیز استفاده کرد. در این نمونه فاصله تارگت تا سنسور چیزی قریب به ۳ تا ۴ سانتی‌متر است.

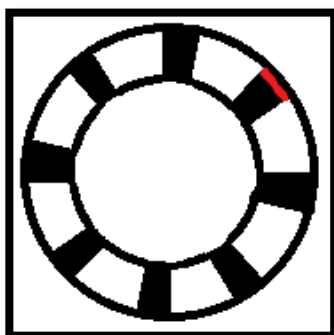


شکل ۳۹) سنسور اثر هال

۴. در نمونه بعدی از یک سنسور اثر هال برای اندازه گیری سرعت روتور استفاده شده است. تارگت این سنسور یک آهنربای کوچک در محدوده اثر آن می باشد. فاصله تقریبی سنسور از تارگت تقریباً ۳ تا ۴ سانتی متر است.

۸/۳. راه حل های پیشنهادی

۸/۳/۱. راه حل اول (سنسور اپتیکال)



شکل ۴۰) سنسور اپتیکال

در این روش یک سنسور اپتیکال در بدنه دستگاه بالانس تعبیه می شود که جایگاه آن همواره ثابت است و تغییری نمی کند. سپس برای هر تست یک برچسب حلقه ای از پیش طراحی شده که دارای تعداد مشخصی نوارهای سیاه و سفید است، روی دیسک و یا یک سطح مسطح از چرخ نصب می شود (دقت شود که برچسب و لیزر باید در یک مسیر قرار بگیرد). با شروع کار دستگاه و با گذر خطوط سیاه و سفید از جلوی لیزر تعداد خطوط عبوری در واحد زمان شمرده

می شود و می توان سرعت موتور را اندازه گیری کرد. برای اندازه گیری فاز نیز می توان طراحی یکی از خطوط را تغییر داد تا شکلی متمایز به خود بگیرد و سپس در شروع کار دستگاه، اپراتور لیزر را روی این خط متمایز قرار می دهد. حال ما نقطه شروع و البته نقطه مبدا مشخصی برای ارجاع موقعیت جرم بالانس کننده داریم. در انتها نیز با مشخص شدن موقعیت جرم بالانس کننده، اپراتور چرخ را می چرخاند تا موقعیت جرم بالانس در مسیر لیزر قرار گیرد سپس دستگاه به شکل بصری و یا صوتی پیغامی ارسال می کند تا اپراتور متوجه شود و بار بالانس را نصب کند. با افزودن تعداد خطوط می توان دقت سرعت لحظه ای و همچنین تعیین فاز را بالاتر برد. از سویی دیگر نیز اگر دقت پایین تر کافی باشد می توان با استفاده از تنها یک برچسب در نقطه اثر لیزر در لحظه نسب، ستاپ را راه اندازی کرد. در موضوع مشخص کردن موقعیت قرارگیری جرم بالانس کننده می توان تعدادی لیزر ساده در فاصله های پنج تا ده درجه ای قرار داد و هنگام پایان تست، اپراتور ابتدا الکتروموتور را در جای قبلی خود قرار دهد و سپس نزدیک ترین لیزر به موقعیت جرم بالانس کننده روشن شود.

مزایا:

می توان فاصله دورسنجی را بالابرد و از فاصله نسبتاً بیشتری (مثلاً ۲۰ cm) دورسنجی را انجام داد.

فرایند غیر تماسی است.

وزن چندانی به سیستم اضافه نمی شود.

با توجه به غیرمتحرک بودن تمام اجزای خرابی های دستگاه بسیار پایین است.

معایب:

- ✚ سنسور های لیزری و نوری معمولاً دقت پایینی دارند. و همچنین تأخیر ارسال داده در محدوده ms را دنبال می کنند.
- ✚ قیمت سنسور های فوتوالکتریک و یا سنسورهای کنتراست نسبتاً بالا می باشد.

نمونه ها:

در صورتیکه که محدودیتی در فاصله سنسور از هاب نداشته باشیم و بتوانیم سنسور را در فاصله تقریباً یک تا دوسانتی از هاب نصب کنیم می توانیم از سنسور های IR معمول استفاده کنیم این سنسورها قیمت بسیار پایینی دارند اما در عین حال دارای دقت بسیار بالا و همچنین بازه داده برداری بسیار گسترده هستند. اما اگر مجبور باشیم سنسور را در فاصله بیشتر برای مثال ۱۰ سانت نصب کنیم یکی از محتملترین گزینه های ما سنسور کنتراست خواهد بود که یکی از نمونه های آن که برای این رنج کاری و همچنین این فاصله مناسب باشد قیمت تقریبی ۷ میلیون تومانی دارد.

۸/۳/۲. راه حل دوم (سنسور تماسی انکودر)

یکی دیگر از راه حل ها اتصال یک واسطه لوله مانند به پوسته دوار الکتروموتور و اندازه گیری سرعت دورانی این لوله با استفاده از انکودر است. برای این کار می توان واسطه را با استفاده از پیچ یا پین به دیسک متصل کرد و سپس با شروع کار الکتروموتور، واسطه که با الکتروموتور هماهنگ است نیز دقیقاً با همان دور شروع به دوران می کند. سپس می توان با استفاده از یک نوع انکودر مناسب (برای مثال انکودر نوری مطلق که بتواند فاز را نیز محاسبه کند) سرعت دوران و همچنین موقعیت چرخ را محاسبه کرد. مزایا:

- ✚ انکودرها در محاسبه دور و فاز دقت بسیار بالایی دارند.
- ✚ شرایط محیطی تأثیر چندانی روی کارایی انکودر ندارد.
- ✚ در پایان می توان به راحتی موقعیت جسم بالانس کننده را مشخص کرد.

معایب:

- ✚ اتصال واسطه به دیسک باعث طولانی تر شدن زمان عملیات دستگاه می شود.
- ✚ در صورت عدم اتصال مناسب واسطه و دیسک (خطای انسانی) امکان خسارت مالی و یا حتی جانی وجود دارد.

✚ اتصال واسط به دیسک باعث افزوده شدن وزن به مجموعه بالانسی می شود و در عین حال توزیع وزن و بالانس را نیز تغییر می دهد.

✚ به دلیل متحرک بودن قطعات خرابی دستگاه بالا می رود.

✚ ارتعاشات الکترو موتور می تواند به واسط و یا حتی انکودر آسیب بزند.

✚ افزودن یک جسم رابط به مجموعه بالانسی می تواند باعث ایجاد نویز روی ارتعاشات مجموعه بالانسی شود.

✚ از آنجا که در موتورهای مختلف دیسک های مختلفی نیز استفاده می شود، استفاده از یک رابط برای تمام موتورها و دیسک ها می تواند دشوار باشد.

نمونه ها:

- ۱- انکودر افزایشی مارک آتونیکس به مدل E50S8-3600-3-T-1
 قیمت: تقریبی ۵.۶ میلیون تومان
 رزولوشن: ۳۶۰۰ PPR
- ۲- انکودر افزایشی مارک متفرقه به مدل HN3806 (پارتینه)
 قیمت: ۶۶۵ هزار تومان
 رزولوشن: ۴۰۰ PPR
- ۳- انکودر مطلق مارک آتونیکس به مدل EP50S8-1024-1F-N-24 (پارتینه)
 قیمت: ۷.۷۵ میلیون تومان
 رزولوشن: ۱۰۲۴



۸/۳/۳ راه حل سوم (سنسور تماسی انکودر و غلتک)

در این روش ما به یک غلتک آزاد نیاز داریم که به یک انکودر متصل باشد. برای دورسنجی ابتدا غلتک را روی تایر قرار می دهیم سپس با شروع به کار الکتروموتور و چرخش مجموعه چرخ غلتک نیز به شکل سینک شده اما با سرعت متفاوت (متناسب با نسبت شعاع چرخ و غلتک) شروع به چرخش می کند. حال با اندازه گیری چرخش غلتک و با لحاظ ضریب بین سرعت دوران مجموعه چرخ و غلتک می توان سرعت دوران چرخ و فاز نسبی را تعیین کرد.

مزایا:

✚ دقت بالا در اندازه گیری سرعت و فاز

✚ عدم تاثیر چندان عوامل محیطی

✚ قابلیت تعیین فاز

معایب:

✚ به دلیل متحرک بودن قطعات آمار خرابی قطعات بالاتر است.

✚ ارتعاش سیستم می تواند باعث آسیب غلتک و یا انکودر شود.

✚ اتصال غلتک به چرخ منجر به ایجاد نویز در داده ارتعاشی می شود.

✚ از آنجا که چرخ هایی با قطرهای مختلف با دستگاه تست می شوند موقعیت غلتک باید قابلیت تنظیم داشته باشد.

✚ این روش دارای خطای جمع شونده است و اگر برای مثال در هر دور ۰.۱ میلی متر خطا داشته باشد بعد از ۱۰۰ دور به خطای ۱۰ میلی متر می رسد.

نمونه:

در این روش نیز به انکودر نیاز داریم که می توان از سنسور های راه حل قبلی استفاده کرد.

۸/۳/۴. راه حل چهارم (سنسور مغناطیسی اثر هال)

در این روش همانند روش اول عمل می کنیم با این تفاوت که به جای تارگت برچسب از یک آهنربا و به جای سنسور اپتیکال از یک سنسور اثر هال استفاده می کنیم.

مزایا:

✚ دقت بالا

✚ سلف جنریتینگ بودن

✚ عدم تاثیر از عوامل محیطی (به جز میدان مغناطیسی)

✚ فرایند غیر تماسی

✚ عمر بالا به دلیل ثابت بودن قطعات سنسور

✚ قیمت نسبتا پایین سنسور

معایب:

✚ تأثیر پذیری از میدان مغناطیسی خارجی

✚ نیاز به اتصال در فاصله نسبتا نزدیک به الکتروموتور

✚ امکان تأثیر پذیری از آهنربای داخل الکترو موتور

✚ امکان تأثیر پذیری از بدنه فلزی الکترو موتور

۸/۳/۵. راه حل پنجم (سنسور تماسی انکودر و تسمه)

در این روش یک تسمه به دور الکتروموتور می‌افتد و از سمت دیگر روی یک انکودر قرار می‌گیرد با چرخش الکتروموتور تسمه نیز به صورت متناظر حرکت می‌کند و این حرکت به انکودر منتقل می‌شود. حال با اندازه‌گیری حرکت در انکودر می‌توان به حرکت در الکتروموتور رسید. در این روش می‌توان با اضافه کردن یک موتور خارجی به سیستم وظیفه حرکت را نیز از دوش الکتروموتور برداشت و به موتور خارجی سپرد.

مزایا:

✚ تعیین فاز نسبی و دور با دقت بالا (دقت انکودر)

✚ امکان کنترل سرعت بسیار بهتر در صورت استفاده از موتور خارجی

✚ امکان استفاده برای انواع چرخ ها فارغ از بحث داشتن هاب

✚ عثم تأثیر از عوامل محیطی

معایب:

✚ خرابی قطعات به دلیل متحرک بودن آنها

✚ وجود خطای جمع‌شونده در سیستم اندازه‌گیری

✚ هزینه زمانی بالا برای اجرای سیستم

✚ نیاز به دقت بالا در نصب (در صورت هم‌راستا نبودن الکتروموتور و تسمه ارتعاشات ثانویه وارد سیستم می‌شود)

✚ نیاز به انطباق‌پذیری با انواع چرخ‌ها

✚ نیاز به اتصال یک پولی مجزا به چرخ، چراکه چرخ‌ها به خودی خود محلی برای اتصال تسمه ندارند.

✚ ارتعاشات سیستم بالانسی می‌تواند به انکودر و یا موتور آسیب بزند.

نمونه:

در بخش های گذشته در مورد نمونه های موجود انکودر صحبت شد.

۸/۴. سنسور پیشنهادی

حال با توجه به راه‌حل‌های ارائه‌شده، نمونه‌های مشابه مطالعه شده و همچنین نیازها و محدودیت‌های موجود در طراحی سیستم بالانس، راهکار زیر برای این فرایند توصیه می‌شوند:

به طور کلی راه‌حل‌های اپتیکال نسبت به دیگر مسیرها استفاده بیشتر و همچنین مزیت بیشتری دارند. در نتیجه به عنوان راهکار و پیشنهاد نهایی می‌توان به نمونه سنسورهای مادون قرمز و یا لیزری متصل شد که توانایی شناسایی هدف در فاصله تقریبی ۱۰ سانتی‌متر را داشته باشند.

برای اولین راهکار سنسور مادون قرمز KY-032 توصیه می‌شود چراکه این سنسور توانایی شناسایی در فاصله تقریبی ۱۵ سانتی متر را داراست. در این نمونه ابتدا سنسور را در فاصله مناسب روی بدنه و رو به هاب نصب می‌کنیم سپس روبروی سنسور یک برچسب سفید روی هاب قرار می‌دهیم و در انتها با استفاده از رئوس‌های روی سنسور دقت سنسور را به گونه‌ای تنظیم می‌کنیم که برچسب سفید رنگ را شناسایی کند و در عین حال بدنه سیاه رنگ هاب را شناسایی نکند. حال می‌توان با استفاده از این ستاپ فرایند دورسنجی را انجام داد.

در صورت ایراد و خطا در فرایند بالا و به طور کلی شکست ستاپ بالا به هر دلیل می‌توان به عنوان گزینه دوم به سنسورهای لیزری تشخیص مانع رجوع کرد. عملکرد این سنسورها نیز همانند ستاپ مادون قرمز است با این تفاوت که به جای نور مادون قرمز از لیزر نور مرئی استفاده می‌کند. البته همانطور که بیان شد این سنسورها در اصل سنسور تشخیص مانع هستند و امکان موفقیت آنها در ستاپ مورد نظر ما باید بررسی شود. برای نمونه این سنسورها می‌توان به مدل‌های سری E3F2-DS30 یا E3F2-DS10 ساخت شرکت OMRON ژاپن رجوع کرد که توانایی شناسایی در فاصله ۳۰ سانتی‌متر و ۱۰ سانتی‌متر را دارا هستند.

۹. سنسور شتاب سنجی یا نیروسنجی

۹/۱. سنسور شتاب سنجی برای روش راشبن

به صورت کلی سنسورهای ارتعاش سنج سه مقدار جا به جایی، سرعت و شتاب را اندازه می‌گیرند که به دو دسته ی تماسی و غیرتماسی تقسیم بندی می‌شوند.

با توجه به اینکه انجام عمل مشتق گیری دشوار تر و هم چنین منسوخ شدن سنسورهای سرعت سنج، از سنسور شتاب سنج استفاده می‌کنیم. در انتخاب سنسور شتاب سنج در کاربرد ما توجه به سه مورد بسیار ضروری است.

- رنج فرکانسی : حداکثر دور موتورسیکت ها به ۱۲۰۰ دور بر دقیقه می‌رسد که می‌شود ۲۰ هرتز و با اعمال ضریب اطمینان ۵ رنج فرکانسی به دست آمده ۱۰۰ هرتز خواهد بود.
- حساسیت سنسور (resolution): به کمترین تغییر فیزیکی ایجاد شده در ورودی که یک تغییر قابل تشخیص در خروجی ایجاد می‌کند حساسیت سنسور می‌گویند و آن را با mV/g نمایش می‌دهند.

دهند. معمولاً رنج فرکانسی با حساسیت سنسور رابطه ی عکس دارد. یعنی هر چه سنسور حساس تر باشد فرکانس های بالاتر را به دشواری اندازه می گیرد. طبق قاعده ای، برای محاسبه ی سرانگشتی حساسیت، در ارتعاش های دامنه بالا یعنی بالاتر از 10g rms از سنسور های با حساسیت پایین 10 mV/g و در ارتعاش های با دامنه پایین یعنی کمتر از 10g rms از سنسور های با حساسیت متوسط 100mV/g استفاده می کنیم. عامل محدود کننده دیگر در انتخاب سنسور با حساسیت بالا نویز است. به این معنی که سنسور با حساسیت بالا نویز بیشتری دارد و حتماً باید فیلتراسیون بهتری انجام دهیم.

- نرخ داده برداری (sampling rate): اگر هر ۱۸ درجه یک دیتا ثبت کنیم. در هر دور به ۲۰ دیتا نیاز داریم. (البته توجه شود که حتماً باید ۵ تا ۷ دیتا در هر دوره تناوب داشته باشیم تا در تبدیل سیگنال های دیجیتال به آنالوگ دچار خطا نشویم) با اعمال ضریب اطمینان ۳ و ضریب لایکوئیست ۲ به سمپل ریت ۱۲۰۰ هرتز می رسیم.

The minimum sample rate is calculated from the balancing speed RPM (Max RPM + 10%) and the maximum order that is selected in the settings (32 is the default). $(3000\text{RPM} / 60) * 1.1 * 2 * 32 = 3520 \text{ Hz}$

• پایداری در مقابل تغییرات دما

دیگر مواردی که باید در انتخاب سنسور مد نظر قرار دهیم شرایط کاری، وجود موادشیمیایی، محدوده دمایی، وجود میدان مغناطیسی و وجود محدودیت برای وزن و اندازه سنسور هستند.

۹/۱/۱. مقایسه انواع سنسور های شتاب سنجی

در ادامه به تفاوت دو نوع سنسور رایج می پردازیم. سنسور MEMS و سنسور های پیزوالکتریک سنسور های پیزوالکتریک دارای حساسیت بالا برای یافتن جابه جایی ها و ارتعاشات ریز هستند. رنج فرکانسی بالایی دارند و نسبت به محیط های خشن از مقاومت بالایی برخوردار هستند. از معایب آن می توان به آنالوگ خروجی دادن آن و نیاز به کانورتور آنالوگ به دیجیتال، سائز و توان مصرفی بالا و قیمت بالا اشاره کرد. در مقابل سنسور های MPU به دلیل خروجی دیجیتال تعامل آن با میکروکنترلر ها آسان تر است. برای اندازه گیری فرکانس های پایین مناسب است و چند محور اندازه گیری دارد. وزن و سائز و توان مصرفی پایین تری دارند. از معایب آن ها هم می توان به پاسخ فرکانسی و حساسیت پایین تر اشاره کرد.

چرایی استفاده از سنسور پیزوالکتریک در بالانسر های هاب:

۱. شناسایی فرکانس های بالا و آنبالانسی های کوچک
۲. خروجی آنالوگ باعث بهبود کیفیت سیگنال می شود
۳. شرایط کاری سخت مانند دمای بالا و وجود تنش مکانیکی

۴. هم چنین به دلیل نحوه ی اتصال پیزو، نویز پایین تری خواهیم داشت.

۹/۱/۲. لیست انواع سنسور های مناسب برای پروژه

نام سنسور	حساسیت mV/g	رنج ارتعاشی	سمپل ریت	چگالی نویز g/rad(Hz) μ	رنج اندازه گیری	قیمت(تومان)
Piezo 352C33	100	0.5Hz – 10 KHz	--	11-39	50g \pm	
ADXL 335 (MEMS)	300	0.5Hz - 1600 Hz	--	150	3.6g \pm	250 000
MPU9250			1000			
Piezo CA- YD-188T	500	0.6Hz – 5 KHz	--	80	10g \pm	5 500 000
ADXL345						
ADXL375	20.5 LSB/g		3200	5000	200g \pm	

جدول ۴) سنسور های پیشنهادی برای پروژه

در ادامه تصمیم بر این شد که ابتدا دو سنسور ADXL 335 خریداری و پروتوتایپی از روش ICM ساخته شود که در صورت تایید شدن آن ، برای ساخت بالانسر اصلی از سنسور پیزو الکتریک 352C33 استفاده خواهد شد.

۹/۲. سنسور نیروسنج برای سازه هارد بیرینگ

این بخش هنوز در هاله ای از ابهام می باشد.

۱۰. داده برداری اولیه از روی یک ستاپ ساده

۱۰/۱. داده های شتاب سنج

این بخش نیاز به تکمیل دارد.

