پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش طراحی کاربردی

عنوان:

شناخت عیوب معمول ماشین آلات دوار و تعیین خصوصیات ترک در شفت‌های دوار با استفاده از ارتعاشات ماشین

توسط:

محسن حمیدی‌پور

استاد راهنما:

دکتر محمدرضا آشوری

بهمن 1390

تشکر و قدردانی

بدینوسیله از زحمات استاد گران‌قدرم، **جناب آقای دکتر محمدرضا آشوری،** که با راهنمایی‌ها و راه‌گشایی ارزنده ایشان این پروژه به اتمام رسیده است صمیمانه تشکر می‌نمایم.

از زحمات و پشتیبانی‌های **جناب آقای دکتر عباس هنربخش رئوف** در مسیر پر فراز و نشیب این پایان‌نامه نیز کمال تشکر را دارم.

عنوان | شماره صفحه

چکیده 1
مقدمه 2
فصل اول؛مروری بر عیوب ماشین‌های دوار و روش‌های عیب‌یابی 6
1-1- عیوب معمول در ماشین‌آلات دوار 6
1-1-1- نامیزانی 10
1-1-2- ناهمراستایی 10
1-1-3- شفت خمیده 12
1-1-4- خوردگی یاتاقان 12
1-1-5- تشدید 13
1-1-6-ایرادات یاتاقان‌های لغزشی 13
1-1-7- سایش 15
1-1-8- ایرادات یاتاقان‌های غلطشی 15
1-1-9- ایرادات چرخ دنده 17
1-2- روش‌های عیب یابی 18
1-2-1- تحلیل مقدار کلی ارتعاش 19
1-2-2- آنالیز طیف فرکانسی 19
1-2-3- تحلیل شکل موج زمانی ارتعاش 19
1-2-4- تحلیل زاویه فاز 20
1-3- نشانه‌های عیوب در ماشین آلات دوار 20

1-4- امکانات مورد نیاز برای اندازه‌گیری و پایش ارتعاشات سیستم‌های دوار 21
1-4-1- مبدل‌های ارتعاشات 21
1-4-1-1- مبدل شتاب 21
1-4-1-2- مبدل سرعت 22
1-4-1-3- مبدل جابه‌جایی 23
1-4-1-4- مبدل مجاورتی 24
1-4-1-5- مبدل دوواحدی 25
1-4-1-6- مبدل کیفازور 25
1-4-1-7- انتخاب مبدل 26
1-4-2- حالات کاری دستگاه برای جمع‌آوری اطلاعات 27
1-4-2-1- حالت خاموش دستگاه 27
1-4-2-2- حالت دوران آرام 27
1-4-2-3- زمان شروع 27
1-4-2-4- کارکرد در سرعت معمول 28
1-4-2-5- زمان خاموش شدن 29
1-4-3-دستگاه‌های آنالیز و جمع‌آوری اطلاعات 29
فصل دوم؛ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه ارتعاشات روتورهای ترک دار 31

فصل سوم؛ ترک در سازه 40

فصل چهارم؛ دینامیک روتورها 50

4-1- مدل‌های ساده از رفتار ارتعاشی ماشین‌های دوار 50

4-1-1- روتور همگن با یک دیسک میانی 50

4-1-2- روتور همگن در استاتور نا همگن 59

4-2- روتور ناهمگن در استاتور همگن 62

فصل پنجم؛ روتور ترک دار 65

5-1- تاثیر ترک بر سختی شفت 66

5-2- معادلات دینامیکی حاکم و روش حل 79

نتیجه گیری 91

منابع و مواخذ 92

عنوان	صفحه
شکل(1- 1) عیوب معمول در ماشین های دوار	9
شکل (1-2) طیف فرکانسی ارتعاشات ناشی از نابالانسی	10
شکل (1- 3) ناهمراستایی زاویه‌ایی	11
شکل (1- 4) ناهمراستایی موازی	11
شکل (1- 5) طیف فرکانسی ارتعاشات ناشی از ناهمراستایی به صورت نسبتی از سرعت دورانی	11
شکل (1-6) چرخش روغن وجود دارد و روتور در حال عبور از اولین فرکانس طبیعی است.	14
شکل (1-7) سرعت روتور افزایش می‌یابد تا فرکانس چرخش روغن با فرکانس طبیعی سیستم برابر می‌شود.	14
شکل (1-8) سرعت روتور همچنان زیاد می‌شود ولی فرکانس مخرب چرخش روغن برابر با فرکانس طبیعی سیستم خواهد ماند.	14
شکل (1-9) طیف فرکانس یاتاقان معیوب	15
شکل (1-10) ارتعاشات چرخ دنده	17
شکل (1-11) ارتعاشات چرخ دنده	18
شکل (1-12) فرکانس‌ها معمول در ناهمراستایی چرخ‌دنده‌ها	18
شکل (1-13) شتاب سنج پیزو الکتریک	22
شکل (1-14) سرعت سنج الکترومغناطیسی	23
شکل (1-15) مبدل جابه جایی جریان فوکو	24
شکل (1-16) مبدل دو واحدی	25
شکل (1-17) مبدل کیفازور	26
شکل (1-18) نمودار دامنه مینیمم و ماکزیمم کلی روتور در سرعت کاری	28

شکل (1-19) نمودار آبشاری ارتعاشات ناشی از خرابی یاتاقان در شرایط کارکرد پایا 28
شکل (1-20) نمونه های از دستگاه‌های داده برداری دیجیتال 30
شکل (1-3)پاسخ ارتعاشی روتور بدون ترک به نابالانسی بدون تحریک پیچشی 41
شکل (3-2) پاسخ ارتعاشی روتور ترک‌دار 41
شکل (3-3) مود اول بارگذاری 44
شکل (3-4) مود دوم بارگذاری 44
شکل (3-5) مود سوم بارگذاری 44
شکل (3-6) فرکانس طبیعی اول تیر برحسب نسبت عمق ترک 46
شکل (3-7) تیر با سه ترک هم عمق 47
شکل (3-8) فرکانس‌های اول تا سوم در محل-ها و عمق ترک‌های مختلف 47
شکل (3-9) شکل مود اول در محل و عمق ترک‌های مختلف 48
شکل (3-10) شکل مود دوم در محل و عمق ترک‌های مختلف 49
شکل (3-11) شکل مود سوم در محل و عمق ترک‌های مختلف 49
شکل (4-1) مدل فیزیکی یک روتور همگن در اولین مود ارتعاشات جانبی 51
شکل (4-2) دیاگرام CDS در شکل a و قانون سختی دینامیکی در قسمت b 57
شکل (4-3) دیاگرام بود و دیاگرام قطبی پاسخ 58
شکل (4-4) نمودار دامنه پاسخ به ازای فرکانس تحریک برای دو نوع دامنه تحریک متفاوت 59

شکل (4-5) a نمودار تئوری و b نمودار واقعی حرکت جانبی روتور 61
شکل (5-1) a نیروهای وارده به المان و دستگاه مختصات فرضی ،b . سطح مقطع ترک 66
شکل (5-2) تغییرات CCL با دوران روتور 75
شکل (5-3) تغییرات ضرایب ماتریس انعطاف پذیری برای مقادیر مختلف باز بودن دهانه ترک 76
شکل (5-4) تغییرات ضرایب با تغییر CCLP برای عمق ترک های متفاوت 77
شکل (5-5) تغییرات ضریب سختی طولی المان ترک دار 78
شکل (5-6) تغییرات ضریب سختی عرضی المان ترک دار عمود بر سطح ترک 78
شکل (5-7) تغییرات ضریب سختی عرضی المان ترک دار در راستای سطح ترک 79
شکل (5-8) نتیجه حل معادله ون در پل با استفاده از روش نیومارک 84
شکل (5-9) نتیجه حل معادله ون در پل با استفاده از روش رانگ کوتا(Matlab) 84
شکل (5-10) شمای تیر ترک دار با یک دیسک 85
شکل (5-11) ارتعاشات در صفحه افقی 86
شکل (5-12) ارتعاشات در صفحه عمودی 86
شکل (5-13) تغییرات فرکانس اول بر حسب عمق و محل ترک 87

شکل (5-14) تغییرات فرکانس اول بر حسب محل ترک در عمق‌های مختلف 88
شکل (5-15) تغییرات فرکانس اول بر حسب عمق ترک در محل‌های مختلف 88
شکل (5-16) تغییرات فرکانس دوم بر حسب عمق و محل ترک 89
شکل (5-17) تغییرات فرکانس دوم بر حسب محل ترک در عمق‌های مختلف 89
شکل (5-18) تغییرات فرکانس دوم بر حسب عمق ترک در محل‌های مختلف 90

جدول (1-1) فرکانس‌های مربوط به عیوب یاتاقان‌های غلطشی 15
جدول(1- 2) نشانه های ایرادات مکانیکی در ماشین های دوار 20

چکیده:

با توجه به گسترش روزافزون صنایع و کاربرد وسیع ماشین‌آلات دوار جهت تولید، تبدیل یا انتقال انرژی مکانیکی، توجه به سلامت این دستگاه‌ها امری اجتناب ناپذیر گردیده است. در این راستا از روش‌های مختلفی برای بررسی سلامت دستگاه‌ها و تعیین عیوب احتمالی ماشین بهره گرفته می‌شود که یکی از کارآمدترین آنها بازررسی سلامت ماشین با استفاده از آنایز رفتار دینامیکی آن است. برای انجام یک بازررسی درست شناخت رفتار دینامیکی ماشین در زمان کارکرد صحیح و اثر هر یک از عیوب احتمالی بر رفتار دینامیکی ماشین مهم‌ترین بخش کار محسوب می‌شود. در این بین یکی از خطرناک‌ترین عیوب ماشین‌آلات دوار به جهت پیچیدگی تشخیص و بروز خرابی ناگهانی در صورت عدم تشخیص وجود ترک‌های ناشی از خستگی در تجهیزات دوار و به خصوص شفت‌های آنهاست.

در این پایان نامه سعی شده تا با شبیه سازی شفت‌های معیوب، اثر محل و عمق ترک بر ارتعاشات تکیه‌گاه شفت شناخته شود. با استفاده از این روش می‌توان در صورت تغییر در رفتار ارتعاشی یاتاقان در صورت بروز ترک و مقایسه طیف ارتعاشی اندازه‌گیری شده از دستگاه و با طیف‌های شبیه‌سازی شده محل و عمق ترک را تعیین نمود. برای انجام این مهم با استفاده از مبانی تئوری شکست در سازه‌ها و ترکیب آن با روش حل عددی نئومارک و روش المان محدود ترک‌های تنفسی در شفت‌های با مقطع دایره‌ایی شبیه‌سازی شده و ماتریس سختی آن استخراج گردیده است. در ادامه با استفاده از روش المان محدود به صورت گذرا جابه‌جایی گره‌های تکیه-گاهی محاسبه و به صورت تابعی از زمان به عنوان نشانگر پاسخ ارتعاشی سازه مورد استفاده قرار می‌گیرد. به این صورت می‌توان با بررسی رفتار ارتعاشی این گره و مقایسه آن با حالت شفت سالم اثر ترک را بر رفتار دینامیکی سازه بررسی نمود.

واژه‌های کلیدی:

1. ماشین‌آلات دوار
2. ترک‌های تنفسی
3. پاسخ ارتعاشی
4. تئوری شکست
5. روش المان محدود

مقدمه

از زمان اختراع چرخ، روتورها معمول‌ترین قطعات در ماشین آلات و مکانیزم‌ها می‌باشند. حرکت چرخشی برای جابه‌جا کردن اجسام، تولید انرژی جنبشی از دیگر صور انرژی، ذخیره و انتقال آن برخی از موارد مصرف روتورها می‌باشد. استفاده از روتورها فواید بسیاری را به همراه داشته که از آنها می‌توان به بازده بالا و کاربرد آسان اشاره نمود. در عین اینکه روتورها نقش مهمی را در کارکرد ماشین آلات بازی می‌کنند، مهمترین منبع ایجاد اختلال در کارکرد ماشین ها نیز می‌باشند. در همه موارد عملی، کل انرژی دورانی را نمی‌توان به صورت کامل در جهت نیل به هدف

طراحی به کار برد. این انرژی می‌تواند برخی معایب را به همراه داشته باشد و به راحتی به برخی دیگر از انواع انرژی تبدیل گردد. به طور طبیعی مقداری از انرژی به علت وجود برخی مکانیزم‌ها هدر رفته و به صورت بازگشت‌ناپذیر به گرما تبدیل می‌شود. به طور کلی انرژی دورانی که برای یک هدف خاص که همان انتقال توان مکانیکی می‌باشد به علت برخی تاثیرات مکانیکی جانبی به صورت‌های مختلف هدر می‌رود.

به علل مختلف ممکن است دوران روتور به مودهای مختلف ارتعاشی تبدیل گردد. هر سه نوع اصلی ارتعاشات یعنی ارتعاشات جانبی[1]، ارتعاشات پیچشی[2] و ارتعاشات طولی[3] در هنگام کارکرد روتور ممکن است اتفاق بیافتد که در بین آنها ارتعاشات جانبی از همه مهم‌تر است و اغلب اولین مود ارتعاشی را به وجود می‌آورد. ابتدا خود روتور شروع به دوران می‌کند؛ سپس ارتعاشات از طریق یاتاقان‌ها و سیالی که محیط اطراف آن را احاطه کرده‌اند به اجزای جانبی، دیوارها، فوندانسیون دستگاه و همچنین از طریق صدا در محیط انتقال می‌یابد.

عمل اصلی روتورها حرکت دورانی برای انتقال گشتاور با سرعت دورانی می‌باشد. رابطه بین سرعت دورانی و گشتاور در انتقال یک مقدار توان معلوم به صورت معکوس بوده و لذا برای انتقال یک توان معلوم رنج وسیعی از سرعت می‌تواند وجود داشته باشد که دامنه سرعت از نظر ریاضی تا بینهایت ادامه دارد. سرعت دورانی بالا چگالی بالایی از انرژی جنبشی را در ماشین‌آلات حتی کوچک می‌تواند به وجود آورد و در این صورت متاسفانه ارتعاشات که از مهمترین آثار جانبی مکانیکی می‌باشد، مهمترین الگوی حرکتی در سینماتیک روتور خواهند بود و این امر خطر بیشتری را برای سلامت ماشین و امنیت محیط به وجود می‌آورد.

ارتعاشات ماشین‌آلات دوار ممکن است به سبب عناصر تحریک داخلی مثل نابالانسی روتور و یا یک نیروی تحریک خارجی به وجود آید که در این جا کلمه خارجی نشان می‌دهد که هیچ بازخوردی[4]، بین ارتعاشات روتور و نیروی محرک خارجی وجود ندارد. به این دسته از ارتعاشات،

[1] . Lateral Vibration

[2] . Torsional vibration

[3] . Longitudinal vibration

[4] . Feedback

ارتعاشات اجباری[5] گفته می‌شود. علاوه بر ارتعاشات اجباری دسته دیگری از ارتعاشات هم در سیستم‌های مکانیکی وجود دارد که ارتعاشات آزاد[6] یا گذرا[7] نامیده می‌شوند. این دسته از ارتعاشات هنگامی به وجود می‌آیند که سیستم با یک محرک لحظه‌ای تحریک گردد و این اتفاق باعث ایجاد یک تغییر در شتاب، سرعت و یا موقعیت روتور می‌شود. سیستم به چنین محرکی به صورت ارتعاشاتی با فرکانس طبیعی سیستم که از مشخصه آن سیستم می‌باشد پاسخ می‌دهد.

نوع دیگری از ارتعاشات هم در سیستم‌های دورانی وجود دارد که به ارتعاشات خود تحریک معروف[8] هستند. این دسته از ارتعاشات معمولاً به صورت پایدار و با دامنه، فاز و فرکانس ثابت هستند و توسط یک منبع ثابت انرژی پایدار نگه داشته می‌شوندکه ممکن است این منبع به صورت خارجی باشد و یا بخشی از خود سازه باشد. معمولاً فرکانس این نوع ارتعاشات نزدیک به یکی از فرکانس‌های طبیعی سیستم می‌باشد.

برای توضیح بیشتر این پدیده باید گفت که عموماً در طبیعت همه چیز به طریقی به هم ارتباط دارند ولی در مدل کردن یک پدیده فیزیکی همیشه ارتباط آن پدیده با محیط در نظر گرفته نمی‌شود. نیروهای خارج از سیستم ممکن است که آن را تحریک کنند و باعث ارتعاش سیستم گردند ولی این ارتعاشات هیچ ارتباطی را به صورت بازخورد به محرک های خوشان ندارند. اگر حرکت سیستم بر نیروهای محرک آن تاثیر بگذارد، آنگاه آن نیروها باید به صورت بخشی از سیستم تلقی گردند. ماشین‌های دوار هم متعلق به دسته ارتعاشات خود تحریک هستند و منبع ثابت انرژی از دوران روتور به وجود می‌آید. معمولاً در حالت پایای کارکرد ماشین انرژی دورانی به اندازه کافی بزرگ است و اگر یک مکانیزم بازخورد قوی وجود داشته باشد به راحتی ارتعاشات خود تحریک در سیستم به وجود می‌آید. در واقع چندین نوع از این مکانیزیم‌ها در اطراف روتور وجود دارند. از میان این مکانیزم‌ها، خرابی شدید ماشین‌آلات به خاطر وجود ترک در روتورها، اهمیت تشخیص به موقع ترک در شفت‌ها را بالاتر از دیگر مکانیزم‌ها قرار داده است. تشخیص شروع یک

[5] . Forced vibrations

[6] . Free vibrations

[7] . Transient vibrations

[8] . Self exited vibrations

ترک و پیش‌بینی پیشرفت ترک می‌تواند از خرابی‌های شدید در ماشین‌آلات و تحمیل هزینه‌های سنگین به صنایع جلوگیری کند.

رفتار دینامیکی هر سیستم به رابطه پیچیده بین نیروهای وارده به مجموعه و سختی دینامیکی سیستم دارد. این رفتار دینامیکی در ماشین‌آلات دوار که ترک در شفت آنها وجود دارد، همچنان که در فصول بعدی به تفصیل شرح داده خواهد شد، به سبب تاثیر ترک بر سختی سازه تغییر خواهد کرد. خصوصاً عمق ترک و محل قرارگیری آن در طول شفت دو پارامتر مهمی هستند که برارتعاشات شفت تاثیرگذار هستند.

در این پروژه سعی شده تاثیر ترک بر طیف فرکانسی ارتعاشات روتور در محل یاتاقان‌ها بررسی گردد. در این زمینه در فصل اول مروری کلی بر مباحث عیب‌یابی روتورها و روش‌های معمول آن آورده شده تا آشنایی کلی با عیوب ماشین‌آلات دوار و نشانه‌های آنها به‌وجود آید. در فصل دوم مروری بر کارهای انجام شده در زمینه ترک در شفت انجام گرفته و کلیاتی از کارهای انجام شده در زمینه موضوع این پروژه آورده شده است. در فصل سوم به مطالعه موردی ترک در سازه (تیر ساده) که ایده اصلی این پروژه را به وجود آورده، پرداخته شده است. در فصل چهارم معادلات حرکت حاکم بر روتورها جمع‌آوری شده است تا شناخت کاملی از دینامیک روتورها حاصل گردد. در نهایت در فصل پنجم تاثیر ترک بر سختی شفت مورد بررسی قرار گرفته است. سپس با استفاده از ضرایب سختی المان ترک‌دار، ماتریس سختی شفت که با توجه به تئوری تیر تموشنکو استخراج شده است، اصلاح می‌گردد. معادلات حرکت در حوزه زمان با استفاده از روش حل معادلات غیر خطی نئومارک حل شده و نمودار جابه‌جایی گره مربوط به یاتاقان محاسبه می-گردد. در این زمان با استفاده از هر یک از تبدیلات فرکانسی از قبیل تبدیلات فوریه سریع، تبدیل موجک و غیره می‌توان طیف فرکانسی ارتعاشات را استخراج نمود. در این مطالعه از تبدیل فوریه سریع بهره گرفته شده است. این مطالعه نشان داد که عمق و محل ترک فرکانس‌های اصلی ارتعاشات گره یاتاقان را به طور محسوس تغییر می‌دهند. در راستای اهداف این پروژه دستگاه تست ارتعاشات روتور هم ساخته شده که در بخش ضمائم به تفصیل در رابطه با آن توضیح داده شده است.

فصل اول

مروری بر عیوب ماشین‌های دوار و روش‌های عیب‌یابی

1-1- عیوب معمول در ماشین‌آلات دوار

آنالیز ارتعاشات در بسیاری از صنایع به عنوان یکی از تکنیک‌های پایش وضعیت و عیب-یابی تجهیزات دوار، مورد پذیرش قرار گرفته و به‌کار می‌رود. از مدت‌ها قبل، ارتعاشات به عنوان زبان ماشین مطرح بوده و چگونگی ارتعاش ماشین آلات دوار، به عنوان پارامتر مهمی برای ارزیابی وضعیت و عیب‌یابی آنها به شمار می‌رود. در گذشته دستگاه‌های ارتعاش‌سنجی دارای ابعاد بزرگ و وزن بالا بودند و استفاده از آنها برای موارد خاص امکان‌پذیر نبود. اما با پیشرفت علم الکترونیک و ابداع پردازشگرهای قوی در ابعاد کوچک، امکان ساخت دستگاه‌های جمع آوری و آنالیز ارتعاشات

در ابعاد کوچک و با وزن کم ایجاد شده و بدین ترتیب، امکان پایش وضیت تجهیزات دوار از طریق داده برداری ارتعاشات فراهم شده است. با توجه به تنوع مطالب و گستردگی موضوعات در زمینه آنالیز ارتعاشات، داشتن پشتوانه تئوری و به‌کارگیری روش‌های مورد نیاز با توجه به موقعیت، ضروری می‌باشد. در صنعت، علم ارتعاشات و تحلیل ارتعاش کاربردهای زیادی دارد که برخی از آنها عبارتند از:

- طراحی دینامیکی ماشین آلات و سازه ها
- تست های کنترل کیفیت
- تست پذیرش تجهیزات پس از نصب (Acceptance Testing)
- طراحی سیستمهای کنترل و ایزوله کردن ارتعاشات
- پایش وضعیت (مانیتورینگ)، حفاظت فنی و عیب یابی ماشین آلات

در اینجا "پایش وضعیت (مانیتورینگ)، حفاظت فنی و عیب یابی ماشین آلات" از طریق ارتعاش سنجی و تحلیل ارتعاشات مورد کاوش قرار می گیرد. به طور کلی دو نوع نیروی استاتیکی و دینامیکی در ماشین آلات وجود دارد. نیروهای ارتعاش زا از نوع نیروهای دینامیکی هستند که بر اثر وجود کاستی هایی در ماشین ایجاد می شوند. برخی از زمینه‌های بروز کاستی عبارتند از:

- محدودیتهای طراحی
- محدودیتهای ساخت
- اشکال در نصب اولیه
- اشکالات بهره برداری
- بروز اشکالات در حین تعمیرات

از آنجاییکه رسیدن به حالت ایده آل امکان پذیر نیست، همیشه تا حدی لرزش و ارتعاش در ماشین آلات وجود دارد که مجاز شمرده می شود. اما با گذشت زمان و بر اثر بروز اشکالات بعدی، بعضاً ارتعاشات نسبت به حد مجاز افزایش می یابد که با آنالیز و انجام اقدام اصلاحی مناسب، می توان وضعیت را به حالت قبل برگرداند. رابطه زیر میزان ارتعاش ماشین را تعیین می-کند:

$$\text{Vibration} = \text{Vibratory Force} / \text{Impedance} \qquad (1-1)$$

نیروهای ارتعاش زا در داخل ماشین و معمولاً در سیستم روتور (یعنی بخش در حال دوران) تولید می شوند. امپدانس از مشخصات هر سیستم مکانیکی و از جمله ماشین آلات دوار است و مسیر انتقال ارتعاش را توصیف می کند. ارتعاشاتی که معمولاً از روی بخش ساکن (استاتور) ماشین آلات و به ویژه از روی پوسته یاتاقان اندازه گیری می شود، تحت تأثیر دو پارامتر فوق است. اکنون دو پارامتر فوق یعنی نیروهای ارتعاش زا و امپدانس را جداگانه بررسی می کنیم.

نیروهای ارتعاش زا

برخی از عوامل ایجاد نیروهای ارتعاش زا در ماشین آلات، عبارتند از:

نامیزانی جرمی

میس الایمنت

سایش اجزا و قطعات

نیروهای آئرودینامیکی و هیدرودینامیکی

نیروهای الکترومغناطیسی

خرابی یاتاقان‌ها

امپدانس

امپدانس و یا مقاومت مکانیکی در برابر حرکت، از خصوصیات هر سیستم مکانیکی است که سه مؤلفه دارد:

1- جرم 2- سفتی 3- میرایی

برخی عوامل بدون اینکه از خود نیرویی تولید کنند و تنها از طریق تاثیر بر امپدانس، منجر به تشدید ارتعاش می شوند. مهمترین آنها عبارتند از:

لقی مکانیکی

تحریک فرکانسهای طبیعی اجزاء (رزونانس)

ضعف در فونداسیون و یا شاسی ماشین آلات

ضعیف بودن سازه (استراکچر)

ترک در عضو دوار