

صفحه	عنوان
	بخش اول : مقدمه
۲	۱-۱ پیشگفتار
۲	۲-۱ ماشین‌های دوار
۳	۳-۱ تعریف مسئله
	بخش دوم : پیشینه پژوهش
۷	۱-۲ پیشگفتار
۷	۲-۲ پیشینه پژوهش
۷	۱-۲-۲ نتایج تحقیقات تئوری
۹	۲-۲-۲ نتایج تحقیقات تجربی
	بخش سوم : مواد و روش‌ها
۱۴	۱-۳ پیشگفتار
۱۴	۲-۳ مبانی دینامیک شفت‌های دوار
۱۵	۳-۳ تعیین معادلات دینامیکی شفت دوار
۱۸	۱-۳-۳ مدل ساده شفت صلب با دو درجه آزادی
۱۹	۴-۳ تحلیل مختلط حرکت صفحه‌ای
۲۱	۵-۳ فرمول‌بندی مختلط ماتریسی سیستم‌های دوار
۲۳	۱-۵-۳ تحلیل مختلط مدل دینامیکی شفت صلب دوار
۲۶	۲-۵-۳ مدل الاستیک همسانگرد روتور Jeffcott
۲۹	۳-۵-۳ مدل ناهمسانگرد روتور Jeffcott
۳۳	۶-۳ مدل فضایی ماشین‌های دوار
۳۴	۱-۶-۳ ماتریس‌های میرایی و سفتی ماشین‌های دوار
۳۵	۲-۶-۳ نیروهای چرخان
۳۷	۳-۶-۳ مدل مودال ماشین‌های دوار
۳۷	۴-۶-۳ پارامترهای مودال
۳۹	۵-۶-۳ نرمالیزه کردن بردارهای ویژه
۳۹	۶-۶-۳ مدل پاسخ ماشین‌های دوار
۴۰	۷-۶-۳ روابط بین مدل‌های فضایی، مودال و پاسخ
۴۱	۸-۶-۳ تعابیر فیزیکی روابط بین مدل‌ها

۴۲	۷-۳ تعیین پارامترهای مودال
۴۲	۱-۷-۳ روش ستون - سطر
۴۴	۲-۷-۳ بردارهای ویژه چپ
۴۸	۳-۷-۳ معادلات نرمالیزاسیون
۵۰	۴-۷-۳ معادلات آنالیز مودال ماشین‌های دوار
۵۲	۸-۳ سیستم‌های ژيروسکوپیک میرا
۵۳	۹-۳ جمع‌بندی مراحل آنالیز مودال

بخش چهارم : نتیجه‌گیری و بحث

۵۶	۱-۴ معرفی مدل ساخته شده برای تست مودال تجربی
۵۶	۲-۴ طراحی و ساخت سکوی تست
۵۷	۱-۲-۴ پایه اصلی
۵۸	۲-۲-۴ پایه یاتاقان
۵۹	۳-۲-۴ پایه سنسور
۶۰	۴-۲-۴ کوپلینگ
۶۰	۵-۲-۴ یاتاقان‌ها
۶۱	۶-۲-۴ تجهیزات الکتریکی
۶۳	۳-۴ کالیبراسیون سنسورها
۶۴	۴-۴ استخراج روابط مختصات مرکز شفت
۶۶	۵-۴ نتایج آزمایش سکوی تست شفت دوار
۶۷	۶-۴ نتایج آنالیز مودال مدل ۴درجه آزادی شفت صلب
۷۵	۷-۴ بحث

صفحه	عنوان
۱۵	شکل (۱-۳) مدل هندسی شفت صلب
۱۸	شکل (۲-۳) مدل دینامیکی شفت و تکیه‌گاه‌ها
۱۹	شکل (۳-۳) حرکت pitch روتور صلب
۲۰	شکل (۴-۳) حرکت صفحه‌ای نقطه P
۲۶	شکل (۵-۳) دیاگرام Campbell بی‌بعد روتور ناهمسان‌گرد
۲۷	شکل (۶-۳) روتور Jeffcott شامل شفت الاستیک بدون جرم
۳۲	شکل (۷-۳) نسبت پاسخ هم‌جهت به ناهم‌جهت بر حسب سرعت شفت
۳۶	شکل (۸-۳) نحوه دسته بندی نیروها در ماتریس‌های میرایی و سفتی
۴۳	شکل (۹-۳) ماتریس سفتی برای سیستم دوار
۴۵	شکل (۱۰-۳) ساختار ماتریس سفتی
۵۷	شکل (۱-۴) طرح سکوی آزمایش در محیط نرم‌افزار اتوکد
۵۸	شکل (۲-۴) ابعاد سطح مقطع پایه اصلی
۵۹	شکل (۳-۴) طرح و ابعاد پایه یاتاقان
۵۹	شکل (۴-۴) طرح و ابعاد پایه سنسور
۶۰	شکل (۵-۴) طرح و ابعاد رابط کوپلینگ
۶۱	شکل (۶-۴) سکوی تست مودال
۶۲	شکل (۷-۴) سنسورها و نحوه نصب آن‌ها روی نگهدارنده
۶۲	شکل (۸-۴) تجهیزات الکترونیکی سکوی تست
۶۳	شکل (۹-۴) نمودار مشخصه سنسور القایی
۶۴	شکل (۱۰-۴) نمودار فاصله-ولتاژ کالیبره شده سنسور القایی
۶۴	شکل (۱۱-۴) سطح مقطع شفت و محورهای متعامد سنسورها
۶۶	شکل (۱۲-۴) مختصه X مرکز شفت دوار بر حسب زمان
۶۷	شکل (۱۳-۴) مکان هندسی مرکز شفت در حین دوران
۶۸	شکل (۱۴-۴) مدل شفت صلب با تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر
۷۰	شکل (۱۵-۴) FRFهای شفت چهار درجه آزادی

صفحه	عنوان
۶۹	جدول (۱-۴) فرکانس‌های طبیعی و ضرایب میرایی هیستریزیک
۷۰	جدول (۲-۴) ثابت‌های مودال برای مدل میرایی هیستریزیک
۷۱	جدول (۳-۴) فرکانس‌های طبیعی و نسبت میرایی بحرانی ویسکوز
۷۲	جدول (۴-۴) ثابت‌های مودال برای مدل میرایی ویسکوز معادل
۷۳	جدول (۵-۴) بردارهای ویژه راست و چپ نرمالیز شده
۷۴	جدول (۶-۴) مقایسه بردارهای ویژه چپ

بخش اول

مقدمه

۱-۱ پیشگفتار

در این بخش ابتدا ماشین‌های دوار به عنوان سیستم‌های دینامیکی تعریف و در ادامه ویژگی‌های منحصر این سیستم‌ها که تحلیل و بررسی آنها را از سایر سازه‌های مکانیکی متمایز و پیچیده می‌کند بررسی شده است.

۲-۱ ماشین‌های دوار

مدل‌های مودال به طور گسترده برای توصیف رفتار دینامیکی سازه‌های غیردوار به کار می‌روند. روش‌هایی که این مدل‌ها را تعیین می‌کنند در طی سال‌ها بهبود و بهینه شده‌اند و هم اکنون در سطح پیشرفته‌ای قرار دارند [۱]. این روش‌ها را می‌توان برای مطالعه دینامیک ماشین‌های دوار نیز گسترش داد.

برای مدل سازی می‌توان ماشین‌های دوار را ترکیبی از اجرای دوار و غیر دوار فرض کرد. رفتار دینامیکی این اجزا توسط ویژگی‌ها و برهم کنش‌های درونی آنها تعیین می‌شود. استفاده از تحلیل سازه‌ای برای مطالعه دینامیک ماشین‌های دوار سبب می‌شود تا مدل سازی رفتار دینامیکی آنها براساس پاسخ این سازه‌ها به نیروهای تحریک کنترل شده امکان‌پذیر شود، بدون آنکه نیازی به درک عکس‌العمل‌های درونی میان اجزاء آنها باشد. بنابراین با در نظر گرفتن اثرات دوران، آنالیز مودال و تست مودال را که اساساً برای سازه‌های معمول غیر دوار بکار می‌روند، می‌توان در مورد این نوع خاص سازه‌ها نیز بکار برد. در این پایان‌نامه سعی بر آن است تا آنالیز و تست مودال معمول را برای مطالعه دینامیک ماشین‌های دوار تطبیق داده و استفاده نمود.

۳-۱ تعریف مسئله

تطبیق و قابل استفاده کردن آنالیز مودال و تست مودال مرسوم برای مطالعه سازه‌های دوار نیازمند رویارویی با برخی محدودیت‌های مهم تئوریک و عملی است. دو مورد از آنها عبارتست از: (الف) تئوری آنالیز مودال معمول را نمی‌توان مستقیماً برای سازه‌های دوار بکار برد و (ب) آزمایش و تست مودال سازه‌های دوار به سبب دشواری‌های عملی فرآیند تحریک این سازه‌ها مشکل می‌باشد [۲]. اکنون به بررسی دقیق این مشکلات می‌پردازیم:

آنالیز مودال و روشهای آزمایش مودال معمول بر اصل برگشت‌پذیری استوار می‌باشند و عموماً برای سازه‌های غیردوار خطی بکار می‌روند. ماتریس‌های جرم، سختی و میرایی که برای توصیف این سیستم‌ها بکار می‌روند متقارن هستند و این تقارن معمولاً نشان دهنده تبعیت رفتار دینامیکی این سازه‌ها از اصل برگشت‌پذیری است. در حالی که رفتار دینامیکی سازه‌های دوار از این اصل پیروی نمی‌کند. دلیل آن به خاطر اثرات نیروهایی است که در اثر دوران به وجود می‌آیند و ممکن است از نوع ژيروسکوپیک یا دورانی باشند [۳]. شرایط مختلفی که ممکن است موجب تشدید این نیروها شود در ادبیات فن مورد بررسی قرار گرفته است [۴]. نیروهای ژيروسکوپیک و دورانی به ترتیب در اجزای نیمه متقارن ماتریس‌های میرایی و سختی این سازه‌ها نمایان می‌شوند [۵]. به همین علت آنالیز مودال سازه‌های دوار نیازمند تعریف و تعیین متغیرهای بیشتری نسبت به سازه‌های غیر دوار است. این متغیرهای اضافی نه تنها در مدل فضایی این سازه‌ها که شامل ماتریس‌های جرمی، سختی و میرایی است، بلکه در مدل‌های مودال و پاسخ نیز ظاهر می‌شوند. به عنوان مثال برای تعریف مدل مودال این سازه‌ها علاوه بر مقادیر ویژه و بردارهای ویژه راست، متغیرهای دیگری به نام بردارهای ویژه چپ نیز لازم است.

در مدل پاسخ نیز به دلیل نامتقارن بودن ماتریس توابع پاسخ فرکانسی این سازه‌ها، متغیرهای اضافی نسبت به ماتریس توابع پاسخ فرکانسی^۱ سازه‌های معمول که متقارن است، مورد نیاز می‌باشد. به علت وجود پارامترهای اضافی در مدل‌های سازه‌های دوار، آزمایشات و اندازه‌گیری‌های بیشتری برای تعیین این پارامترها نیاز می‌باشد.

روش‌های متعددی برای تعیین پارامترهای مودال سازه‌های دوار ارائه شده است. البته اکثر این روش‌ها برای سیستم‌های خاص قابل اجرا می‌باشند. یکی از این روش‌ها [۶]، بیشتر مورد توجه بوده است که دلیل آن سادگی و گستردگی کاربرد آن در سیستم‌های خطی است. این روش که از آن با عنوان روش ستون-سطر یاد می‌شود پارامترهای مودال سیستم دوار را از طریق اندازه‌گیری یک ستون و یک سطر از ماتریس FRF بدست می‌دهد. با صرف نظر کردن از امکان تحریک نشدن یک یا چند مود، هر یک از توابع پاسخ فرکانسی می‌تواند برای تعیین بردارهای ویژه سیستم بکار رود. توابع پاسخ فرکانسی مرتبط با ستون ماتریس FRF برای تعیین بردارهای ویژه راست و توابع پاسخ فرکانسی مرتبط با سطر ماتریس FRF برای تعیین بردارهای ویژه چپ استفاده می‌شوند. اگرچه تئوری کار نسبتاً ساده است اما کاربرد و اجرای عملی آن با مشکلات فنی بسیاری در مورد اندازه‌گیری FRF های سطری ماتریس FRF مواجه است [۷] زیرا نیازمند بکار بردن نیروهای تحریک در هر نقطه و در حالت کلی در هر درجه آزادی از سیستم دوار است. در نتیجه طولانی شدن فرآیند اندازه‌گیری و پیچیده شدن آن به سبب دوران سیستم اجتناب‌ناپذیر است. این مشکلات مورد توجه بسیاری از محققان بوده است و روش‌هایی برای حل آنها ارائه شده است. هرچند استفاده از این روش‌ها همچنان محدود به شرایط آزمایشگاهی می‌باشد. در این پایان‌نامه سعی شده است تا حد امکان فرآیند تست مودال ساده‌ای برای اندازه‌گیری پاسخ فرکانسی بکار رود.

در این تحقیق سیستم‌های متغیر با زمان خطی که رفتار دینامیکی آنها با معادلات دیفرانسیل مرتبه دوم با ضرایب ثابت توصیف می‌گردد مورد بررسی قرار گرفته‌اند. این واقعیت که ماتریس‌های

¹ Frequency Response Functions

مدل فضایی برای ماشین‌های دوار متقارن نمی‌باشند در نظر گرفته شده است و سایر موارد موجود در برخی سازه‌های دوار از قبیل غیر خطی بودن در نظر گرفته نشده‌اند.

بخش دوم

پیشینه پژوهش

۱-۲ پیشگفتار

در این بخش شرح کاملی از پیشینه کارهای تئوری و تجربی انجام یافته در این زمینه با بیان مزیت‌ها و معایب هر کدام ارائه گردیده است. به علت گستردگی کاربرد سیستم‌های دوار، حجم و تنوع تحقیقات انجام یافته بسیار زیاد می‌باشد، بنابراین فقط به مواردی اشاره شده است که ارتباط مستقیمی با موضوع پایان‌نامه دارند.

۲-۲ پیشینه پژوهش

در این قسمت به بررسی نتایج بدست آمده از تحقیقات و کارهای انجام یافته قبلی در ادبیات فن پرداخته می‌شود. این بخش به دو قسمت اصلی تقسیم می‌شود: (الف) پژوهش‌های تئوری و (ب) پژوهش‌های تجربی.

در قسمت اول عدم تبعیت سازه‌های دوار از اصل برگشت پذیری و مدل‌های ریاضی بکار رفته برای توصیف رفتار دینامیکی این سازه‌ها با در نظر گرفتن عدم برگشت پذیری مورد بررسی قرار گرفته است.

قسمت دوم شامل نتایج کارهای تجربی و تجربه محوری است که برای تخمین پارامترهای مودال از روی اندازه‌گیری‌های پاسخ دینامیکی سیستم‌های دوار انجام یافته است. همچنین به بررسی تحقیقات انجام یافته در بکار بردن نیروهای تحریک روی این سیستم‌ها می‌پردازد.

۱-۲-۲ نتایج تحقیقات تئوری

رفتار دینامیکی سازه‌های متداول غیر دوار معمولاً از اصل برگشت‌پذیری بتی ماکسول [۸] تبعیت می‌نماید در حالی که یکی از مهمترین تمایزهای سازه‌های دوار این است که اصل برگشت‌پذیری در حالت کلی برای آن‌ها برقرار نمی‌باشد.

Newkirk [۹]، رفتار شفت‌هایی را که با الگوهای چرخشی غیر معمول نوسان می‌کنند با هدف تعیین علت‌های آن مورد بررسی قرار داد. کار او بر پایه مشاهدات و کار آزمایشگاهی بود. نتایج کار نشان می‌داد که نوع خاصی از ارتعاش چرخشی به نام Whipping در اثر استفاده از توپی‌های انطباق‌پرسی در شفت‌ها اتفاق می‌افتد.

همزمان Kimball [۱۰]، تئوری اصطکاک درونی را برای شفت‌های مرتعش ارائه نمود. بر طبق این تئوری حرکت ارتعاشی چرخش ممکن است به علت به وجود آمدن نیروهای میرایی درونی در شفت ایجاد شود. اجزای انطباق‌پرسی روی شفت همانند میرایی سازه‌ای درونی مانع از تغییرات شکل بعضی قسمت‌های شفت می‌شوند. نیروهای وارد شده توسط اجزای انطباق‌پرسی و نیز نیروهای وارد شده به علت میرایی درونی موجب نامتقارن شدن ماتریس سفتی این سیستم‌ها می‌شود.

Earles و Badi [۱۱]، نشان دادند که نیروهای اصطکاک خارجی که موجب به وجود آمدن اجزای نیمه متقارن در ماتریس سختی دیسک‌های چرخان هستند، در ارتباط با مودهای ارتعاشی ناپایدار می‌باشند. به طور مشابه Ewins و Tuchinda [۱۲]، نوعی ناپایداری مربوط به صدای ممتد دیسک ترمز را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند علت آن نیروهای اصطکاک به وجود آمده میان دیسک چرخان و پین ثابت می‌باشد. موارد متعدد دیگری که بیانگر ارتباط میان نامتقارن بودن ماتریس سختی و ناپایداری دینامیکی سیستم می‌باشد در ادبیات فن موجود است [۴].

نیروهایی که موجب برگشت‌ناپذیری در سازه‌های ماشین‌های دوار می‌گردند نیروهای چرخان^۱ نامیده [۱۳] و موجب نامتقارن شدن ماتریس سفتی می‌شوند. با این حال نوع دیگری از نیروها نیز وجود دارد که موجب برگشت‌ناپذیری این سیستم‌ها می‌گردد. این نیروها به صورت درایه‌های نیمه متقارن در ماتریس میرایی ظاهر و نیروهای ژيروسکوپیک نامیده می‌شوند. البته تمام درایه‌های نیمه متقارن ماتریس میرایی ناشی از اثرات ژيروسکوپیک نمی‌باشند. یک نمونه از این مورد نیروهای بوجود

¹ -Circulatory

آمده در لایه روغن یاتاقان‌های لغزشی است که ناشی از تفاوت میان ضرایب میرایی حاصلضربی در دو جهت عمود بر هم در این یاتاقان‌ها می‌باشد.

برگشت ناپذیری سیستم‌های دوار باعث معرفی دسته‌ای از متغیرها به نام بردارهای ویژه چپ^۱ می‌گردد. هریک از این بردارها بیانگر توانایی تحریک نیروها، هنگامی که در نقاط متفاوتی از سازه اعمال می‌شوند، برای تولید مود خاصی از ارتعاش است. تعیین بردارهای ویژه چپ عملاً مشکل می‌باشد. Bucher [۱۴]، نشان داد که این متغیرها بسیار بیشتر از بردارهای ویژه راست نسبت به خطاها حساس هستند هرچند که هر دو گروه متغیرها از یک سری داده استخراج می‌شوند. دو دلیل عمده برای این موضوع وجود دارد. اول اینکه بردارهای ویژه چپ توزیع نیروهای داخلی مرتبط با تحریک هریک از مودها را نشان می‌دهند. دوم اینکه هر دو گروه بردارهای ویژه معمولاً از داده‌های پاسخ رزونانس (تشدید) بدست می‌آیند و در ناحیه تشدید داده‌های نیرویی بسیار بیشتر از پاسخ‌های مکانی تحت تاثیر خطاها می‌باشند، وی روشی برای کاهش اثرات خطا بر تخمین و برآورد بردارهای ویژه ارائه نمود.

۲-۲-۲ نتایج تحقیقات تجربی

تعیین بردارهای ویژه چپ جهت آنالیز مودال سازه‌های دوار نیازمند ایجاد تغییراتی در تست مودال متداول است. Nordman [۶]، روشی عملی ارائه نمود که بر طبق آن پارامترهای مودال شفت دوار استخراج می‌شد. در این روش یک سطر و یک ستون از ماتریس FRF اندازه‌گیری می‌شود. بردارهای ویژه راست از توابع پاسخ‌های فرکانسی ستون و بردارهای ویژه چپ از سطر محاسبه می‌شوند. مقادیر ویژه می‌توانند از هریک از توابع پاسخ فرکانسی تعیین گردند.

اندازه‌گیری سطرهای ماتریس FRF مشکلات عملی فراوانی به همراه دارد. علت این امر لزوم اعمال نیروهای تحریک در هریک از درجات آزادی سیستم می‌باشد. بنابراین فرآیندی مشکل و زمان‌بر

¹ Left-eigenvectors

می‌باشد. در نتیجه تلاش برای کاهش تعداد FRF های لازم جهت تحلیل بسیار مورد توجه محققان قرار گرفته است. در حالت کلی این امر فقط زمانی میسر است که ماتریس‌های جرم، میرایی و سختی دارای شکل‌های خاصی می‌باشند. به عنوان مثال اگر سازه نامیرا ولی تحت تاثیر گشتاورهای ژيروسکوپیک فرض شود بردارهای ویژه چپ دقیقاً مزدوج مختلط [۱۵] مقادیر راست در هر مود خواهند بود و نیازی به اندازه‌گیری سطر ماتریس FRF نخواهد بود. همچنین در سیستم‌های دورانی متقارن (ایزوتروپیک) فقط نیمی از یک ستون ماتریس FRF اندازه گرفته می‌شود [۱۶].

Bucher [۱۷]، روشی برای کاهش میزان اندازه‌گیری‌ها ارائه نمود و او این کار را با همراستا نمودن جهت‌های اصلی سختی تمامی یاتاقان‌ها انجام داد. بدین ترتیب می‌توان ماتریس سختی را تقریباً قطری نمود بدون اینکه در ماتریس‌های جرمی و ژيروسکوپیک تاثیری داشته باشد. این روش تنها بر روی سیستم‌های دوار یاتاقانی که محورهای اصلی سختی دارای انحراف کمی نسبت به هم در طول محور شفت باشند قابل اجرا است.

Zhang و همکاران [۱۸]، برخی روابط میان پارامترهای مودال سازه‌های نامتقارن را بدست آوردند. با استفاده از این روابط محاسبه تعدادی از پارامترهای مودال براساس سایر پارامترها میسر می‌شد.

Lee [۱۹]، استفاده از آنالیز مودال مختلط را برای کاهش تعداد FRF های لازم جهت تحلیل سیستم‌هایی با ماتریس‌های نامتقارن پیشنهاد نمود. در نتیجه بکار بردن مختصات مختلط و توابع پاسخ فرکانسی جهت‌دار، او اثبات نمود که تنها نیمی از توابع پاسخ فرکانس روش نوردمن موردنیاز است. البته هرچند تعداد FRF ها کاهش می‌یابد به علت اینکه نیروها و پاسخ‌ها به فرم مختلط در می‌آیند در نهایت میزان عملیات یکسانی با روش نوردمن حاصل می‌شود. اگرچه در موارد خاص، تحلیل دینامیکی با استفاده از تعداد کمتر از اندازه‌گیری‌های FRF پیشنهاد شده توسط نوردمن

امکان پذیر است ولی در موارد کلی همچنان نیاز به اندازه‌گیری کامل یک سطر و یک ستون از ماتریس FRF وجود دارد.

یکی از اصلی‌ترین مشکلات آنالیز مودال تجربی ماشین‌های دوار، پیچیدگی‌های اعمال نیروهای تحریک بر اجزای دوار می‌باشد. کارهای زیادی برای حل این مسئله انجام گرفته است. ساده‌ترین آنها استفاده از تحریک با ضربه چکش است. نوردمن از این روش برای تحریک شفت انعطاف‌پذیر یک پمپ که توسط یاتاقانهای لایه روغنی نگه داشته شده استفاده نمود. این نوع تحریک بسیار ساده می‌باشد زیرا که هیچ آماده‌سازی خاصی نیاز نداشته و قابل جابجایی در سازه می‌باشد. ایراد این روش عدم تکرار پذیری آسان و تحریک دقیق اجزای دوار است. همچنین در این نوع تحریک یک مؤلفه مماسی ناخواسته به علت اصطکاک بر پاسخ آزمایش اثر می‌کند.

برای غلبه بر این مشکل Kessler [۲۰]، از یک مولد نیروی سه محوری برای اعمال تحریک استفاده نمود. در اینصورت تخمین نیروی مماسی اعمال شده جهت تصحیح FRF‌های اندازه‌گیری شده میسر می‌گردد. روش دیگر تحریک، نصب یک دیسک نابالانس روی یاتاقانی است که خود روی شفت نصب شده است [۲۱]. بدین ترتیب امکان تنظیم سرعت چرخش دیسک بصورت مستقل از شفت توسط یک تسمه مهیا می‌شود. بنابراین اعمال نیروی نابالانسی دورانی با فرکانس قابل کنترل بر شفت امکان‌پذیر است. ایراد این روش این است که دستگاه تحریک باید روی شفت نصب شود و این همیشه امکان‌پذیر نمی‌باشد.

اگر یک یاتاقان اضافی روی شفت نصب گردد می‌توان با استفاده از یک لرزاننده که به حلقه خارجی یاتاقان متصل شده است شفت را تحریک نمود. از این روش Ewins و Rogers [۲۲]، استفاده نمودند. در این متد می‌توان انواع مختلف تحریک را اعمال نمود اما وجود لقی میان ساچمه‌ها و حلقه‌ها ممکن است بر دقت نیروهای اندازه‌گیری شده اثر منفی داشته باشد. دستگاه چرخش مرکز فضایی لویس NASA از این نوع تحریک استفاده می‌کند. یاتاقان‌های مغناطیسی برای اعمال

نیروهای تحریک [۲۳] به صورت گسترده در سالهای اخیر مورد استفاده قرار گرفته است. این یاتاقان‌ها شامل هسته‌هایی هستند که جریان الکتریکی را برای تولید میدان مغناطیسی از خود عبور می‌دهند. میدان الکتریکی نیروی جاذبه‌ای تولید می‌کند که روی شفت عمل می‌کند و می‌تواند با تغییر شدت جریان هسته کنترل شود.

معایب این روش اندازه و نیز عدم اعمال نیروهای دقیق به سبب تغییر میدان مغناطیسی در اثر جابجایی شفت به ویژه در محدوده رزونانس است. هم‌اکنون تحقیقات برای بهبود سیستم‌های کنترلی در حال انجام است.

بخش سوم

مواد و روش‌ها

۱-۳ پیشگفتار

در این بخش ابتدا مدل دینامیکی شفت دوار صلب استخراج شده است. سپس با استفاده از روش تحلیل مختلط، ارتعاش آزاد شفت مورد بررسی قرار گرفته و فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای متناظر آن بدست آمده است. در ادامه سازه‌های دوار و ویژگی‌های متفاوت این سازه‌ها مورد بررسی قرار گرفته و فرایند آنالیز مودال برای ماشین‌های دوار تعیین می‌شود. نامتقارن بودن ماتریس‌های فضایی به عنوان مهمترین مشخصه متمایز این سیستم‌ها مورد بررسی قرار گرفته و مدل‌های مودال و پاسخ برای سازه‌های دوار استخراج می‌شود. در انتها برای بررسی اثرات ژيروسکوپیک روابط مدل شفت ژيروسکوپیک میرا بررسی می‌شود.

۲-۳ مبانی دینامیک شفت‌های دوار

یک سیستم دوار را می‌توان به عنوان یک سیستم ارتعاشی مورد بررسی قرار داد. این سیستم توسط مجموعه‌ای از معادلات که تحریک و پاسخ را به هم مربوط می‌کند بیان می‌شود که پاسخ‌ها نمایانگر حرکت مرکز هندسی محور هستند. تحریک می‌تواند ناشی از نابالانسی جرمی دوار، بارهای آیرودینامیکی یا هیدرودینامیکی، گرانش یا منابع دیگر باشد. جواب همگن فرکانس‌های طبیعی سیستم و شکل مودها را معین می‌کند. شرایط تشدید هنگامی که فرکانس تحریک بر یک فرکانس طبیعی منطبق شود، به وجود می‌آید.

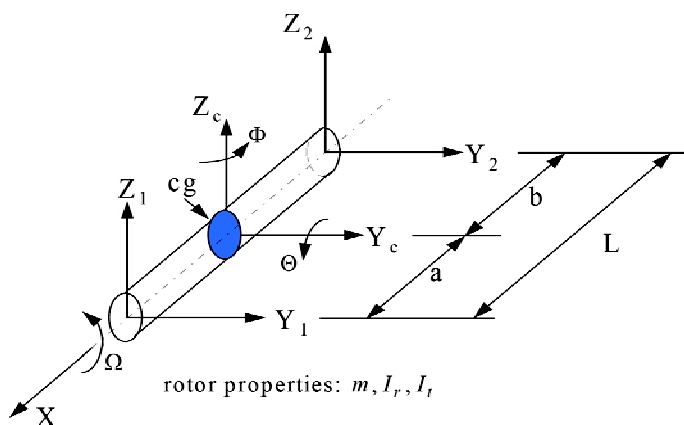
سیستم‌های دوار به علت دوران دارای برخی مشخصات منحصر به فرد در مقایسه با سایر سیستم‌های ارتعاشی هستند. نابالانسی جرمی یکی از عوامل تحریک در هنگام دوران روتور می‌باشد؛ به همین علت نابالانسی جرمی برخی مواقع به عنوان یک بخش جدایی ناپذیر در تحلیل سیستم مورد توجه است. تمایل مومنتم زاویه‌ای دیسک دوار، یا مومنتم خود روتور، برای همسو شدن با دوران‌ها حول محور یاتاقان اثر ژيروسکوپیی نامیده شده و باعث می‌شود فرکانس‌های طبیعی با تغییر سرعت

روتور تغییر یابند. در بخش‌های بعدی، مدل شفت Jeffcott، به عنوان ساده‌ترین سیستم دوار، برای تشریح برخی مفاهیم و استخراج روابط به کار رفته است.

۳-۳ تعیین معادلات دینامیکی شفت دوار

در این بخش معادلات دینامیکی ارتعاشات شفت دوار صلب استخراج می‌شود. فرض صلب بودن شفت در مواردی که دارای تکیه‌گاه‌های الاستیک است و در سرعت‌های بسیار پایین‌تر از فرکانس‌های طبیعی مودهای خمشی شفت دوران می‌کند، مناسب و قابل قبول است. این مدل اغلب برای بدست آوردن مشخصات اولیه تکیه‌گاه‌ها و طراحی آن‌ها بکار می‌رود.

شکل (۱-۳) مدل هندسی شفت صلب و دستگاه‌های مختصات انتخابی را نشان می‌دهد. دستگاه‌های مختصات ۱ و ۲ به همراه انتهای شفت انتقال می‌یابند ولی دوران ندارند.



شکل (۱-۳) مدل هندسی شفت صلب

که Ω سرعت دورانی شفت، I_r اینرسی دورانی قطبی، I_t اینرسی دورانی عرضی، L طول و m جرم شفت است. روابط (۱-۳) و (۲-۳) با بکار بردن معادلات حرکت نیوتن بر مرکز جرم شفت بدست می‌آیند:

$$m\ddot{y}_c = F_{y1} + F_{y2} \quad (1-3)$$

$$m\ddot{z}_c = F_{z1} + F_{z2} \quad (۲-۳)$$

همچنین روابط (۳-۳) و (۴-۳) معادلات مومنوم دورانی شفت حول محورهای گذرنده از مرکز

جرم آن و با در نظر گرفتن تقریب زوایای کوچک می‌باشند:

$$\frac{d}{dt}(L_Y) = \frac{d}{dt}(I_t\dot{\Theta} + I_r\Omega\Phi) = M_y \quad (۳-۳)$$

$$\frac{d}{dt}(L_Z) = \frac{d}{dt}(I_t\dot{\Phi} - I_r\Omega\Theta) = M_z \quad (۴-۳)$$

در نتیجه خواهیم داشت:

$$I_t\ddot{\Theta} + I_r\Omega\dot{\Phi} = -aF_{z1} + bF_{z2} \quad (۵-۳)$$

$$I_t\ddot{\Phi} - I_r\Omega\dot{\Theta} = aF_{y1} - bF_{y2} \quad (۶-۳)$$

با توجه به شکل، روابط هندسی زیر بین مختصات انتهای شفت و مرکز آن و زوایای دوران حول

محورهای عرضی بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} y_c &= y_1 - a\Phi \\ y_c &= y_2 + b\Phi \\ z_c &= z_1 + a\Theta \\ z_c &= z_2 - b\Theta \end{aligned} \quad (۷-۳)$$

$$\begin{aligned} \Theta &= \frac{z_2 - z_1}{L} \\ \Phi &= \frac{y_1 - y_2}{L} \end{aligned} \quad (۸-۳)$$

با استفاده از روابط هندسی و جایگذاری در معادلات حرکت خواهیم داشت:

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{m}\left(1 + \frac{ma^2}{I_t}\right)F_{y1} + \frac{1}{m}\left(1 - \frac{mab}{I_t}\right)F_{y2} + \frac{a\Omega I_r}{L I_t}\dot{z}_2 - \frac{a\Omega I_r}{L I_t}\dot{z}_1 \quad (۹-۳)$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{1}{m}\left(1 - \frac{mab}{I_t}\right)F_{y1} + \frac{1}{m}\left(1 + \frac{mb^2}{I_t}\right)F_{y2} - \frac{b\Omega I_r}{L I_t}\dot{z}_2 + \frac{b\Omega I_r}{L I_t}\dot{z}_1 \quad (۱۰-۳)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m}\left(1 + \frac{ma^2}{I_t}\right)F_{z1} + \frac{1}{m}\left(1 - \frac{mab}{I_t}\right)F_{z2} + \frac{a\Omega I_r}{L I_t}\dot{y}_1 - \frac{a\Omega I_r}{L I_t}\dot{y}_2 \quad (۱۱-۳)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m}\left(1 - \frac{mab}{I_t}\right)F_{z1} + \frac{1}{m}\left(1 + \frac{mb^2}{I_t}\right)F_{z2} - \frac{b\Omega I_r}{L I_t}\dot{y}_1 + \frac{b\Omega I_r}{L I_t}\dot{y}_2 \quad (۱۲-۳)$$

حال متغیرهای بی‌بعد را به صورت زیر تعریف می‌کنیم: