



دانشکده مهندسی مکانیک، مکاترونیک و مواد

گروه مکاترونیک

تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک با سختی متغیر برای کمینه کردن ار تعاشات

دانشجو: امير حسين نورانيان

استاد راهنما:

جناب آقای دکتر مهدی بامداد

استاد مشاور:

جناب آقای دکتر محمد مهدی خطیبی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

دی ماه ۱۳۹۴

شمارە: تارىخ:	بسمه تعالى	and it a	
ويرايش:		مديريت تحصيلات تكميلى	

فرم شماره ۶: صور تجلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کار شناسی ار شد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای امیرحسین نورانیان به شماره دانشجویی ۹۲۱۴۶۳۴ رشته مکاترونیک گرایش مکاترونیک تحت عنوان تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک با سختی متغیر برای کمینه کردن ارتعاشات که در تاریخ ۹۴/۱۰/۱۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام میگردد:

مردود 🗌	دفاع مجدد 🗌		قبول (با درجه : مسلحو اهتياز
	وب (۱۸/۹۹ ـ ۱۸)	۲_ بسیار خ	۱_ عالی (۲۰ _ ۱۹)

٣_ خوب (١٧/٩٩ - ١٢) ۵- نمرہ کمتر از ۱۴ غیر

۲_ بسیار خوب (۱۸/۹۹ _ ۸	
۴_ قابل قبول (۱۵/۹۹ _ ۱۴	
	قابل قبول

امضاء	مرتبة علمي	نام ونام خانوادگی	عضو هيأت داوران
A	استادیار	آقای دکتر مهدی بامداد	۱ ـ استادراهنمای اول
			۲- استادراهنمای دوم
	استاديار	آقای دکتر محمد مهدی خطیبی	۳- استاد مشاور
AU.	استاديار	آقای دکتر مجید محمدی	۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
K	استادیار	آقای دکتر امیر جلالی	۵- استاد ممتحن اول
- And	استاديار	آقای دکتر سید مجتبی واردی	۶-۔ استاد ممتحن دوم

رئیس دانشکده: dtx "

تقديم به بمسرم که اسوه صبر و تحل بوده و منگلات مسیر را برایم تسهیل نمود . ونفديم به فرزند دلبندم

اميد بخش جانم كه أسايش او آرامش من است.

تشکر و قدردانی:

شکر شایان نثار ایزد منان که توفیق را رفیق راهم ساخت تا این پایان نامه را به پایان برسانم. از استاد فاضل و اندیشمند جناب آقای دکتر مهدی بامداد به عنوان استاد راهنما که همواره نگارنده را مورد لطف و محبت خود قرار دادهاند، کمال تشکر و قدردانی را دارم. از استاد عالی قدرم جناب آقای دکتر محمد مهدی خطیبی که زحمت مشاوره این پایان نامه را متحمل شدند، صمیمانه تشکر می کنم. همچنین از پدر و مادر عزیز و مهربانم که در سختیها و دشواری های زندگی همواره یاوری دلسوز و فداکار برایم بودهاند، تشکر می نمایم.

تعهد نامه

اینجانب امیرحسین نورانیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مکاترونیک دانشکده مهندسی مکانیک، مکاترونیک و مواد دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک با سختی متغیر برای کمینه کردن ارتعاشات تحت راهنمائی جناب آقای دکتر مهدی بامداد متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
 - در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود
 » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایح اصلی پایان نامه تأثیر گذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه
 رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول
 اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است

اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاريخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
 - استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .

محرکههای انعطاف پذیر در سالهای اخیر به دلیل انواع مزیتهایی از جمله تعامل ایمن میان انسان و ربات، افزایش بهرهوری انرژی و کاهش اثرات ضربه توسعه یافتهاند. انعطاف پذیری عموماً از ویژگیهای نامطلوب در بازوهای رباتی میباشد. زیرا باعث مشکلات کنترلی قابل توجهی ماننـد لـرزش و انحـراف استاتیکی می شود. به منظور کاهش افت عملکردی، سیستمهای شامل بیش از یک المان فعال برای هر درجه آزادی فعال مورد تحقیق قرار گرفته است تا امکان تنظیمات جداگانه موقعیت و امپدانس را ایجاد نماید. این پایاننامه مفصل دارای سختی متغیر طراحی شده برای یک بازوی رباتی و همچنین نحوه کنترل سختی و موقعیت مفصل را ارائه میکند. انعطاف پذیری توسط فنرهای تخت ایجاد می شود و دو محرکه برای کنترل موقعیت و سختی مفصل با استفاده از مکانیزم چهار میلهای، استفاده شده است. دو محرکه به شکل موازی، به فنر اتصال دارند. تغییر طول مؤثر فنر به تغییر سختی منجر می شود. دو تکنیک اساسی در این پایان نامه برای اندازه گیری سختی مفصل مطرح شده است. روش اول متکی به سختی استاتیکی است و نیاز به اندازه گیری تغییر شکل در مکان مفصل با توجه به نیروی استاتیکی شناخته شده دارد. استراتژی دوم، شناسایی خواص مفصل بر اساس دادههای ارتعاشی اندازه گیری شده از یک مفصل مونتاژ شده میباشد. دادههای استاتیکی در داخل دادههای دینامیکی موجود هستند. با تخمين دقيق سختي مفصل، كنترلر تنظيم كننده درجه دوم خطي (LQR) به تنهایی و به همراه فیدبک انتگرال حالت برای کنترل موقعیت مفصل انعطاف پذیر طراحی می شوند. به منظور حذف كامل ارتعاشات مفصل انعطاف يذير، اين كنترلرها با طرح كنتـرل شـكلدهـي ورودي بـه منظور کاهش ارتعاشات مفصل، ترکیب می گردند.

واژههای کلیدی: مفصل با سختی متغیر، شناسایی سـختی مفصـل، کنتـرل ار تعاشـات، شکلدهی ورودی

1	فصل ۱: مقدمه
۲	۱–۱– مقدمه
٣	۱–۱–۱ امپدانس قابل تنظیم
دوتایی۶	۲-۱- برخی از انواع چیدمانهای تحریک
۶	۱-۲-۱- گروه سری محض- معمولی
۷	-۲-۲- گروه سری محض- تفاضلی
۱۰	۱-۲-۳- گروه شبه تقابلی- معمولی
11	۱–۲–۴– گروه شبه تقابلی– تفاضلی
وزيع شده	۱-۲-۵- گروه موازی محض- ساده و ت
۱۴	۱-۲-۶- گروه توافقی/ تقابلی- ساده
کوپل شده	۱–۲–۷– گروه توافقی/ تقابلی– متقاطع
۱۹	۱–۲–۸– گروه توافقی/ تقابلی– دوطرفه
شگاه شاهرود۲۱	۱–۲–۹– مدل <i>VSJ</i> ساخته شده در دان
کمینه کردن ارتعاشات بازوهای رباتی الاستیک۲۳	۲-۳- مروری بر ادبیات تحقیق کنترل و
با سختی متغیر ۲۵	فصل ۲: مدلسازی محرکه انعطاف پذیر و
۲۶	 1_7 مقدمه
با یک محرکه (SAFT)	۲–۲– سیستم انتقال قدرت انعطاف پذیر
۲۹(Serial	۲-۲- محرکه سختی متغیر سری (VSA
۳۱(a	۲-۴- محرکه سختی متغیر تقابلی (VSA
برخطی	۲–۴–۱– اهمیت بخش انتقال قدرت غ
کان استفاده آنها در محرکه سختی متغیر۳۳	۲–۵– بررسی انواع متداول از موتورها و ام
و روابط حاکم برآنها	۲–۵–۱– بررسی انواع موتورهای پلهای
پلەاى <i>PM</i>	۲-۵-۲- رابطه گشتاور برای موتورهای
پلەاى <i>VR</i>	۲-۵-۳- رابطه گشتاور برای موتورهای
تقابلی دانشگاه شاهرود۴۰	۲-۶- مدل سازی محرکه با سختی متغیر
ختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود	۲-۷- معادله سختی پیچشی محرکه با س
با سختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود	۸-۲- محاسبه تابع تغییر سختی محرکه
سختي متغير تقابلي دانشگاه شاهرود با اعمال روابط	۲-۹- معادلات دینامیکی نهایی محرکه با
۵۲	سختى
الاستیک ۵۳	فصل ۳: تحلیل و تخمین سختی محرکه
۵۴	۲-۱-۳ مقدمه
ى نمونه اوليه مفصل الاستيك با سختى متغير٥٥	۲-۳- مراحل انجام آزمون استاتیکی بر رو
7	

۱-۳- نتایج آزمون استاتیکی نمونه اولیه مفصل الاستیک و تحلیل و تخمین سختی آن ۵۸
۳–۳–۱– حالت بیشینه سختی۵۹
۳-۳-۲- بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۲۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۱
۳-۳-۳ بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۵۰ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۱
۳-۳-۴ بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۷۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۲
۳-۳-۵- حالت کمینه سختی
۱-۴- بدست آوردن سختی مفصل الاستیک با استفاده از مقادیر بدست آمده از آزمون استاتیکی و
معبه ابزار بهینهسازی نرمافزار متلب۶۳
۳-۴-۲- حالت کمینه سختی۶۴
۳-۴-۲- بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۷۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۵
۳-۴-۳- بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۵۰ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۶
۳-۴-۴ بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۲۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور ۶۷
۳-۴-۵- حالت بیشینه سختی
۱-۵- آزمون مودال مفصل الاستیک با سختی متغیر و استخراج سختی آن
۳–۵–۱– مقدمهای بر آنالیز مودال
۳-۵-۲- آنالیز مودال چیست؟
۳-۵-۳- تابع پاسخ فرکانسی سیستم یک درجه آزادی
۳-۵-۴- آزمون مودال مفصل الاستیک با سختی متغیر
۳–۵–۵– چیدمان عمومی اندازه گیری۷۵
۳–۵–۴– مکانیزم تحریک ۷۶
۳–۵–۲– شتاب سنج
۳–۵–۸– ترانسدیوسر نیرو ۷۸
۳–۵–۹– آمادهسازی آزمون ۷۹
۳-۵-۱۰- انتخاب نیروی تحریک ۷۹
۳–۵–۱۱– تخمینهای متفاوت از یک FRF و اثرات نویز
۳–۵–۱۲– مدل شامل نویز در ورودی و خروجی (H3(w)،
۳-۵-۱۳- بازوی کمکی به منظور تبدیل نیروهای تحریک به گشتاور تحریک۸۴
۳-۵-۱۴- نصب شتاب سنج و ترانسدیوسر نیرو بر روی بازوی کمکی۸۶
۳-۵-۱۵- بدست آوردن فرکانس طبیعی و سختی دینامیکی مفصل الاستیک با سختی
متغير
۱-۶- بررسی عددی تأثیر اندازه لینکهای مکانیزم چهار میلهای مفصل الاستیک بر سختی
ن

فصل ۴: تحليل ديناميكي محركه الاستيك با سختي متغير براي كمينه كردن ارتعاشات ۹۵ ۴–۱– تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک در محیط سیمولینک نرم افزار متلب۹۶ ۴-۲- خطی سازی ریاضی مدل غیر خطی ۴-۳- ماتریس های فضای حالت برای مفصل با کمینه سختی ۴-۴- ماتریس های فضای حالت برای مفصل با بیشینه سختی ۲۰۹- بررسی کنترل پذیری ماتریس های *A, B* سستان ماتریس ای ۲۰۹ ۴-۴- طراحی کنترلر بهینه برای مفصل الاستیک به روش کنترل بهینه LQR بدون اعمال اغتشاش خارجي ۲-۶-۴ حالت کمینه سختی ۲-۶-۴ حالت بیشینه سختی ۲-۴- طراحی فیدبک انتگرال حالت برای مفصل الاستیک به روش کنترل بهینه LQR بدون اعمال اغتشاش خارجي ۴-۸- طراحی کنترلر بهینه و فیدبک انتگرال حالت برای مفصل الاستیک به روش کنترل بهینه LQR با اعمال اغتشاش خارجی ۴–۹– روش شکل دهی ورودی برای کمینه کردن ارتعاشات...... ۲-۹-۴ ایجاد یک خروجی بدون ارتعاش ۴–۹–۳ مقاوم بودن۴ ۴-۹-۴ بدست آوردن فرکانس طبیعی و نسبت میرایی مفصل انعطاف پذیر برای اعمال روش شکل دهی ورودی ۴-۹-۹ اعمال شکل دهنده ورودی مثبت به مفصل انعطاف پذیر با سختی متغیر۱۲۵ فصل ۵: جمع بندی و پیشنهادها 129 1–۵ – جمع بندی ۵–۱–۱– نوآوري

۱۳۲.....

۱۳۵

مراجع

فهرست اشكال

۵	شکل (۱-۱)(a) چیدمان سری، (b) چیدمان موازی دو موتور [۵]
۶	شکل (۱-۲) طبقهبندی چیدمانهای تحریک دوتایی [۵]
۷	شکل (۱–۳) طرح کلی مفصل FSJ [۶]
۷	شکل (۱–۴) طرح کلی مفهوم و نمونه اولیه واحد سری با دو عملگر (SDAU) [۷]
۹	شكل (۱−۵) نمونه طراحي شده در رايانه سيستم VIDA [۸]
۹	شکل (۱–۶) مفصل سختی متغیر DLR [۹]
۱۰	شکل (۱-۷) طرح کلی اصل صفحه بادامک مفصل سختی متغیر [۹]
۱۰	شکل (۱–۸) عملگر با اجزای انعطاف پذیر سری به طور مکانیکی قابل تنظیم (AMASC) [۱۰]
۱۱	شکل (۱–۹) بررسی اجمالی طرح کلی AMASC [۱۰]
	شکل (۱۰-۱) عملگر سختی متغیر با فنرهای پیشرونده غیرخطی در حالت تقابلی (a) و شبه تقابلی
١٢	(b). اساس مكانيزم الاستيك (راست) [۱۱]
۱۳	شکل (۱–۱۱) پیگره بندی موازی محض [۵]
	شکل (۱–۱۲) عملگر موازی ماکرو- مینی کویل شده با انعطاف ذیری توزیع شده (DECMMA)
14	[17]
9	شکل (۱–۱۳) مثالهای نمونه از سیستمهای عمل کننده توافقی/ تقابلی ساده. نمونه اولیه Miglore
ز	همكاران (a). [۱۴]؛ نمونه اوليه Anles (b) Anles]؛ طراحي سيستم با استفاده از مكانيزم انتقال قدرنا
٥.	سينماتيكي (c).[18]؛ طراحي الگووار سيستم مطرح شده در [1٧] (d)؛ نمونه اوليه سيستم ارائه شد
۱۵	در [۱۸]
	۔ شکل (۱–۱۴) محور مفصل با چهار فنر یکسان متصل شده است. لغزندهها در طول فنرها توسط
18	غلتکهای کنار لغزندهها حرکت می کنند. [۱۹]
٩	شکل (۱–۱۵) لینک a به عملگرها متصل شده است و حول محور میچرخد. لغزندهها به لینک b ک
d	انتهای آن با لینک a متصل شده، اتصال دارند. فنرها به محور وصل شدهاند آن جنان که هنگامی ک
۱۷	لغزندها مرح خند، محور مرگردد. [۱۹]
۱۹	ر العال (۱–۱۶) نمای دستکتبه از عملگر سختی متغیر [۲۰]
	شکل (۱۷–۱۷) نمونه اولیه باز شده VSA-II (۵) و طرح الگووار مکانیزم الاستیک حمار میلهای (b).
۲.	
71	شکار (۱۸–۱۸) محور مفصل با سه فنه بکسان متصل شده است
77	شکل (۱۹–۱۹) مدار تدسیم شده در رایانه مفصل الاستیک با سختی متغیر (VSJ) دانشگاه شاه ود
77	شکل (۲۰۰۲) مارچ کلے مدار سیستہ انتقال قدرت انعطاف ذربہ تک محرکہ (SAFT)
	السكل (١٠) طرح على مثال سيستم التفال عارف العطاف پتاير فك مكر ك (١٠)

۳۰	شکل (۲-۲) طرح کلی از Serial VSA [۴۱]
۳١	شکل (۲-۲) طرح کلی از مفصل aVSA [۴۱]
۳۶	شکل (۲-۴) طرح کلی موتور پلهای رلوکتانس متغیر
۳۶	شکل (۲-۵) طرح کلی موتور پلهای آهنربای دائمی
٣٧	شکل (۲-۶) طرح کلی موتور پلهای مختلط (هیبرید)
۳۸	شکل (۲–۷) نمودار گشتاور مغناطیسی موتور پلهای بر حسب زاویه نسبی روتور [۴۲]
۳۸	شکل (۲-۸) طرح کلی مدل دیاگرام آزاد نیروی موتور پلهای [۴۲]
٣٩	شکل (۲–۹) مدار معادل تقریبی برای یک فاز موتور پلهای [۴۲]
	شکل (۲–۱۰) مدل ترسیم شده به کمک نرمافزار SolidWorks مفصل سختی متغیر دانشگاه
41	شاهرود
41	شکل (۲–۱۱) طرح کلی مکانیزم چهار میلهای مفصل با سختی متغیر [۱]
44	شکل (۲–۱۲) دیاگرام آزاد مفصل سختی متغیر تقابلی
40	شکل (۲–۱۳) دیاگرام جنبشی مفصل سختی متغیر تقابلی
	شکل (۲–۱۴) محور با سه فنر مساوی متصل شده است. لغزندهها در طول فنرها با غلتکهای داخل
41	لغزندهها حركت مىكنند
	شکل (۲–۱۵) لینک ورودی به محرکهها اتصال دارد و حول محور میچرخد. لغزندهها به لینک
	خروجی اتصال دارند که انتهایش به لینک ورودی متصل است. فنرها به محور مفصل متصل هستند
41	آنچنان که اگر لغزندهها بچرخند، محور میچرخد
(شکل (۲– <i>VSJ</i> مونتاژ شده با ۳ فنر. راهنما از چرخیدن لغزندهها بر اثر گشتاور ورودی جلوگیری
۴۸	مىكند
۴۸	شکل (۲–۱۷) طرح کلی فنر تخت <i>i</i> ام با غلتکها [۱]
۵۵	شکل (۳–۱) سازه مربوط به مفصل الاستیک با سختی متغیر
	شکل (۳–۲) پیچ لینک ورودی از مکانیزم چهارمیلهای مفصل الاستیک با سختی متغیر را قفل
۵۶	مينمايد.
	شکل (۳–۳) نرمافزار گوشی همراه که از شتابسنج دقیق گوشی بهره میبرد، چرخش محور مفصل
۵۶	الاستیک را اندازه گیری مینماید.
۵۷	شکل (۳–۴) ترکمتر دیجیتالی میتواند گشتاورهای دقیقی را به محور مفصل الاستیک اعمال نماید
	شکل (۳–۵) پیچهای راهنما با استفاده از مهره، لغزنده را روی طول مشخصی از فنر تخت ثابت نگه
۵۷	مىدارد
. .	
۵٨	شکل (۳-۶) نتایج آزمون عملی استاتیکی مفصل الاستیک در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور
۵۸	شکل (۳–۶) نتایج آزمون عملی استاتیکی مفصل الاستیک در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور شکل (۳–۷) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور با استفاده از

ن فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از	شکل (۳–۸) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در کم تریر
۶۰	رابطه ۲-۴۱ و آزمون عملی
صد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از	شکل (۳–۹) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۲۵ در
۶۱	رابطه ۲-۴۱ و آزمون عملی
رصد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از	شکل (۳–۱۰) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۵۰ د
۶۲	رابطه ۲-۴۱ و آزمون عملی
رصد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از	شکل (۳–۱۱) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۷۵ د
۶۲	رابطه ۲-۴۱ و آزمون عملی
نرین فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از	شکل (۳–۱۲) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در بیش
۶۳	رابطه ۲-۴۱ و آزمون عملی
زمون استاتیکی در حالت بیشترین فاصله	شکل (۳–۱۳) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای
۶۵	لغزندهها تا محور
زمون استاتیکی در حالت ۷۵ درصد فاصله	شکل (۳–۱۴) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای
<i>99</i>	لغزندهها تا محور
زمون استاتیکی در حالت ۵۰ درصد فاصله	شکل (۳–۱۵) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای
۶۷	لغزندهها تا محور
زمون استاتیکی در حالت ۲۵ درصد فاصله	شکل (۳–۱۶) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای ا
۶۸	لغزندهها تا محور
زمون استاتیکی در حالت کمترین فاصله	شکل (۳–۱۷) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای
۶۹	لغزندهها تا محور
٧٢[۴۹] ر	شکل (۳–۱۸) سیستم یک درجه آزادی با تحریک هماهنگ
وط به رفتار خطی سازه در آزمون مودال۷۵	شکل (۳–۱۹) منحنیهای بدست آمده از نرم افزار تست مر
٧۶	شکل (۳-۲۰) مجموعه اندازه گیری با تحریک لرزشگر [۴۹
٧۶	شكل (٣-٢١) لرزشگر الكترومغناطيس مدل B&k 4808
ΥΥ	شکل (۳–۲۲) شتاب سنج مدل <i>A/121/V/VI</i>
YY	شکل (۳-۲۳) منحنی پاسخ فرکانسی شتاب سنج مدل <i>VI</i>
Υ٨	شکل (۳-۲۴) ترانسدیوسر نیروی B&K 8200
٨٠	شکل (۳–۲۵) سیستمی با یک ورودی و یک خروجی [۴۹
٨١[۴۹	شکل (۳–۲۶) تخمین FRF با نویز در ورودی و خروجی [
٨۴	شکل (۳-۲۷) بازوی کمکی متصل به شفت اصلی مفصل
کمکی در نرم افزار <i>ANSYS</i>	شکل (۳-۲۸) مدل شبیه سازی شده و تحلیل شده بازوی
٨۶	شکل (۳-۲۹) اتصال لرزشگر و بازو از طریق استینگر

٨۶.	شکل (۳-۳۰) محل نصب شتابسنج و ترانسدیوسر نیرو
٨٧	شكل (۳-۳) نمودار (H3(w و فاز مفصل الاستيك حاصل از آزمون مودال
	شکل (۳-۳۲) نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی حاصل از آزمون
٨٨	مودال
	شکل (۳–۳۳) نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت بیشینه سختی حاصل از آزمون
٨٩	مودال
	شکل (۳-۳۴) نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار متفاوت از
٩١	لينک خروجی
Ļ	شکل (۳–۳۵) نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب طول مؤثر فنرها با دو مقدار متفاوت از لینک
٩٢	خروجى
	شکل (۳–۳۶) نمودار طول مؤثر فنرهای مفصل الاستیک بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار
٩٢	متفاوت از لینک خروجی
٩٧	شکل (۴–۱) شبیهسازی مدل غیرخطی مفصل الاستیک با سختی متغیر در نرمافزار متلب
٩٨	شکل (۴-۲) ولتاژ موتور اول و دوم در آزمون دینامیکی اول
٩٨	شکل (۴–۳) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی اول
٩٨	شکل (۴-۴) سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی اول
٩٨	شکل (۴–۵) گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی اول
	شکل (۴-۶) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی طوری تنظیم شده است که فاصله لغزندهها از مرکز
٩٩	محور مفصل ۳۹/۴۵ میلیمتر باشد
ن	شکل (۴–۷) سختی مفصل الاستیک در فاصله ۳۴/۴۵ میلیمتری لغزندهها تا محور مفصل در آزمو
٩٩	ديناميكى اول
١٠	شکل (۴-۸) ولتاژ موتور اول و موتور دوم در آزمون دینامیکی دوم
١٠	شکل (۴–۹) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی دوم
١٠	شکل (۴– ۱۰) سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی دوم
١٠	شکل (۴–۱۱) گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی دوم
۱۰۱	شکل (۴-۱۲) لغزندهها از بیشترین فاصله از مرکز محور مفصل به کمترین فاصله آن میرسند
۱۰۱	شکل (۴–۱۳) تغییر سختی مفصل الاستیک طی انجام آزمون دینامیکی دوم
1.1	شکل (۴-۱۴) ولتاژ موتور اول و موتور دوم در آزمون دینامیکی سوم
	شکل (۴–۱۵) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی
1.1	بروم
۱۰۱	شکل (۴-۱۶) سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی سوم
۱۰۱	شکل (۴–۱۷) گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی سوم
۱۰۱	شکل (۴-۱۸) موقعیت لغزندهها طی انجام آزمون دینامیکی سوم

۱۰۳.	شکل (۴–۱۹) تغییر سختی مفصل الاستیک طی انجام آزمون دینامیکی سوم
۱۰۴.	شکل (۴- ۲۰) ولتاژ موتور اول و موتور دوم در آزمون دینامیکی چهارم
	شکل (۴–۲۱) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی
۱۰۴.	چهارم
	شکل (۴-۲۲) سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی
۱۰۴.	چهارم
۱۰۴.	شکل (۴–۲۳) گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی چهارم
مت	شکل (۴-۲۴) در آزمون دینامیکی چهارم لغزندهها از بیشترین فاصله از مرکز محور مفصل به س
۱۰۵	داخل مفصل حركت مي كنند
ىكى	شکل (۴–۲۵) سختی مفصل الاستیک با حرکت لغزندهها به سمت داخل مفصل در آزمون دینامی
۱۰۵	چهارم در حال افزایش است
۱۰۶.	شکل (۴-۲۶) گشتاور خارجی اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون پنجم
	شکل (۴–۲۷) موقعیت زاویه ای محور مفصل الاستیک در آزمون در دو حالت کمینه و بیشینه
۱۰۶.	سختى
	شکل (۴-۲۸) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک در آزمون مقایسه مدلهای خطی و
۱۰۸	غير خطى
	شکل (۴–۲۹) سرعت زاویهای محور مفصل الاستیک در آزمون مقایسه مدلهای خطی و
۱۰۸	غير خطى
رجع	شکل (۴- ۳۰) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک با سختی کمینه در آزمون اعمال ورودی م
۱۱۱.	به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته
۱۱۱.	شکل (۴–۳۱) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه به سیستم حلقه بسته
ىرجع	شکل (۴-۳۲) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک با سختی بیشینه در آزمون اعمال ورودی ه
۱۱۲.	به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته
۱۱۲.	شکل (۴–۳۳) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه به سیستم حلقه بسته
ای	شکل (۴-۳۴) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک در آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستمه
۱۱۲.	حلقه باز و حلقه بسته در حالتهای بیشینه و کمینه سختی
رجع	شکل (۴-۳۵) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک با کمینه سختی در آزمون اعمال ورودی م
114.	به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته با فیدبک انتگرال حالت
ىتم	شکل (۴–۳۶) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه با فیدبک انتگرال حالت به سیس
114.	حلقه بسته
۱۱۵.	شکل (۴-۳۷) گشتاور خارجی اعمال شده به محور مفصل الاستیک

فهرست جداول

۶۰	جدول (۳–۱) مشخصات پارامترهای مؤثر در سختی مفصل الاستیک
٧٨	جدول (۳-۲) مشخصات شتابسنج <i>A/121/V/VI</i>
	جدول (۳-۳) فرکانسهای طبیعی بدست آمده از تحلیل فرکانسی بازوی گشتاور در نرمافزار
٨۵	
٩۶	جدول (۴–۱) مشخصات پارامترهای مؤثر در سختی مفصل الاستیک

مقدمه

۱–۱– مقدمه

امروزه انتظار میرود که رباتها انواع مختلف خدمات را مستقیماً به انسانها فراهم کنند. با بررسی این تعامل ایمنبودن رباتها یکی از با اهمیتترین فاکتورها در طراحی رباتها میباشد. قطعات انعطاف پذیر پاسخی به خواسته ایمنبودن رباتهاست که به قیمت کاهش عملکرد آنها منجر می شود. [۱]

رویکرد دیگر به منظور بهبود ایمنی ذاتی ربات این است که وزن اجزای ربات کاهش یابد، این مسئله هنگامی به خصوص مهم شد که استفاده از مواد سبکوزن برای ساخت و ساز رباتهایی که ممکن است حرکات سریعی را قادر باشند به کار رفت. اشکال اصلی این روش وقوع ارتعاشات سازهای مستهلک نشده است. [۲]

دو گروه انعطاف پذیری در رباتها وجود دارد: انعطاف پذیری متمرکز در بخش انتقال قدرت گشتاور و انعطاف پذیری لینک توزیع شده. نوع اول به علت استفاده از اجزای انتقال قدرت انعط اف پذیر مانند هارمونیک درایو، تسمهها یا شفتهای بلند رخ می دهد. نوع دوم آن در نتیجه استفاده از مواد سبک وزن در ساختارها و نرمی لینک افزایش می یابد که به ارتعاشات ساختاری در فرکانسهای پائین و با دامنههای قابل توجه منجر می شود. [۳]

انعطاف پذیری عموماً از ویژگی های نامطلوب در بازوهای رباتی میباشد. زیرا باعث مشکلات کنترلی می تواند کنترلی قابل توجهی مانند لرزش و انحراف استاتیکی می شود. این مشکلات کنترلی می تواند از اثرات خارجی، خطاهای طراحی و رفتار دینامیکی غیر خطی مواد انعطاف پذیر نتیجه شود. ارتعاشات غیر خطی، دقت نقطه نهایی را کاهش و زمان نشست را افزایش می دهد و روش طراحی کنترلر را پیچیده می سازد. با این حال بازوهای رباتی تک منظوره با لینکهای انعطاف پذیر طراحی شده اند که مزایای زیر را ارائه می دهند: افزایش ظرفیت حمل بار (نسبت

¹ Manipulators

بیشتری از وزن بار به وزن ربات)، کاهش یافتن وزن بازوها (استفاده از عملگرهای قدرتمند کمتر)، ساختار ارزانتر (مواد کمتر و عملگرهای کوچکتر)، حرکات سریع (شتاب سریعتر به دلیل لینکهای سبکتر)، دسترسی بیشتر (دسترسی و فضای کاری بیشتر به دلیل ساختارهای بلند و باریکتر) و بهرهبرداری ایمنتر (بدون آسیب به دلیل انعطاف و اینرسی کم). [۴]

۱–۱–۱– امپدانس قابل تنظیم

در رباتهای صنعتی محدود کردن تبادل انرژی با عوامل بیرونی در برخوردهای ناخواسته و تنظیم سطح تداخل در وظایف انسان و ربات بسیار اهمیت دارد. استفاده از مفاصل نرم، اینرسی برگشتی در برخورد انسان و ربات را کاهش میدهد. علاوه بر این، با ذخیره و آزادسازی انرژی، در صورتی که مسیرهای مناسبی انتخاب شده باشد، دستیابی لینک به سرعت خروجی بالاتر از سرعت موتور میسر میشود (رهاسازی ناگهانی انرژی پتانسیل توسط اجزای کشسان⁴، نیروی انعطاف پذیری را به طور بالقوه، از آنهایی که صلب هستند، خطرناکتر میسازد). همچنین در برخوردهای با سرعت بالا، ضربه گشتاورهای مفصل را کاهش میدهد، بنابراین مفاصل ربات محافظت میشوند.

نظر به آسیبهای ناشی از عوامل خارجی، یافتن کوتاهترین زمان مورد نیاز برای حرکت میان دو پیکرهبندی^۲ ثابت، بطوری که ضربه ناگهانی، یک سطح ایمنی تعریف شدهای را در هر لحظه، تضمین نماید، اجتناب ناپذیر است. راه حل این مسئله کنترل بهینه، نیاز به امپدانس قابل تنظیم^۳ است بطوری که سختی کم- سرعت بالا و سختی زیاد- سرعت کم مورد نیاز هستند.

ساده ترین راه حل برای ارائه کردن یک امپدانس مکانیکی دلخواه (متغیر)، اتخاذ طرح های کنترل امپدانس با مشخصات تقلید ویسکو الاستیک میباشد. این روش

¹ Elastic

² Configuration

³ Adjustable Impedance

کنتـرل فعـال عمومـاً در عملگرهـایی کـه بـه طـور دقیـق کنتـرل گشـتاور مـیشـوند، انجـام شـده اسـت. موتورهـای راهانـدازی مسـتقیم مـیتواننـد بـدین منظـور اسـتفاده شـوند. چـون هـیچ تقویـت اصـطکاک و اینرسـی در اثـر وجـود چـرخدنـدههـا وجـود نـدارد و آنهـا مـیتواننـد بـه عنـوان تولیـدکننـدههـای گشـتاور ایـدهآل در نظـر گرفتـه شـوند. در عـوض، موتورهـای گیـربکسدار بایسـتی بـه کمـک سـیگنال سنسـورهای گشـتاور و بصـورت حلقه بسته کنترل شوند.

از سوی دیگر استفاده از اجزای مکانیکی غیرفعال، مزیت بزرگ کاهش یافتن امپدانس سیستمهای رباتیک را به صورت ذاتی در سرتاسر طیف فرکانسی میدهد. از آنجایی که در محرکههای الاستیک سری، رهگیری گشتاور با دقت بالا صورت میگیرد، امپدانس در طول کنترل فعال میتواند تنظیم شود. با این وجود، انعطافپذیری سری سبب کاهش عملکرد از لحاظ پهنای باند نسبت به سیستم تحریک صلب قدیمی میشود. بر این محدودیت میتوان با استفاده از المانهای انعطافپذیری که مشخصاتشان میتواند در طول عملکرد تغییر کند، غلبه کرد.

هدف از تنظیم جداگانه حوزه امپدانس و موقعیت، بهبود بخشیدن عملکرد و همچنین کنترل پایدار نیروهای تعاملی رباتها با عوامل خارجی میباشد. در نتیجه عملگرهای امپدانس/ سختی^{*} متغیر توسعه یافتند. این عملگرها با استفاده از راه حلهای تحریک اضافی، شامل تعدادی المانهای فعال فراتر از درجات آزادی مجموعه که به صورت فعال کنترل شده هستند، بدست میآیند. استفاده از اجزای فعال اضافی، سبب بروز رفتارهای غیر خطی و محدودیتهای طراحی میشود که برای عملگرهای قدیمی در نظر گرفته نمیشد. به همین دلایل مزایای واحدهای تحریک دوتایی^{*} زمانی میتواند مورد بهرهبرداری قرار گیرد که اولاً الگوریتمهای کنترلی به درستی به کار گرفته شوند و ثانیاً اضافه شدن یک جزء فعال به طور خاص، مورد حل و فصل قرار گیرد.

¹ Variable Impedance/ Stiffness Actuator

² Double Actuation Unit

در تحقیقات گذشته چیدمانهای مختلف ناشی از ترکیب دو المان فعال و احتمالاً برخی از اجزای الاستیک غیر فعال به منظور ارائه امپدانس متغیر طراحی و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتهاند. اکثر پیکرهبندیهای ارائه شده میتواند به طور مکانیکی امپدانس را با استفاده از یک موتور یا اقدامات به طور همزمان هر دو موتور تنظیم نماید. با این حال برخی سیستمها تنها امپدانس دلخواه را از طریق کنترل فعال ارائه میدهند و دو موتور به کار گرفته میشوند تا مسائل مربوط به موقعیت و کنترل امپدانس را جدا نمایند.

به طور کلی دو راه برای اتصال دو عملگر به بار وجود دارد: پیکره بندی سری و موازی. (شکل ۱-۱)



شکل (۱-۱) (a) چیدمان سری، (b) چیدمان موازی دو موتور [۵]

در پیکره بندی سری از دو موتور بطور همزمان و مستقل از هم برای کنترل موقعیت و امپدانس استفاده میشود. نقطه ضعف این پیکره بندی این است که حداکثر گشتاور بوسیله کوچکترین موتور محدود میشود. البته جابجایی کل با جمع جبری جابجایی موتورها برابر است.

نوع ساده فقط به منظور دستیابی به ایمنی و نیاز عملکردی میباشد در حالی که نوع تقابلی اجازه تنظیم همزمان موقعیت و سختی را میدهد. اگر گشتاور ایجاد شده توسط دو موتور علامتهای مختلف و بزرگی یکسان داشته باشند، یکدیگر را خنشی میکنند و هیچ گشتاور خروجی خالصی ایجاد نمیگردد، اما این گشتاورهای مخالف امکان کنترل سختی را فراهم میکنند. دو عیب بزرگ نوع تقابلی، الگوریتم کنترلی پیچیده و بازده انرژی پایین آن میباشد.

شکل ۱-۲ طبقهبندی واحدهای تحریک دوتایی را نشان میدهد. [۵]



شکل (۱-۲) طبقهبندی چیدمانهای تحریک دوتایی [۵]

۱-۲- برخی از انواع چیدمانهای تحریک دوتایی

۱-۲-۱- گروه سری محض- معمولی ا

مدل ^۲*FSJ* دانشکده رباتیک و مکاترونیک در *DLR* (مرکز فضایی آلمان) محرکه این مدل از یک هارمونیک درایو^۳ به عنوان کاهنده استفاده می کند و خروجی آن به صورت سری به یک مکانیزم سختی متغیر⁴ وصل شده است. این مکانیزم از دو عدد دیسک بادامکی که توسط غلتکهای بادامک از هم جدا شدهاند، تشکیل شده که به وسیله یک فنر خطی فشرده شده به هم وصل هستند. گردش نسبی دو دیسک گشتاور الاستیک ایجاد مینماید. وقتی مفصل با جزء غیر فعال تغییر شکل میدهد، امپدانس و سختی مطوب به طور فیزیکی با گردش نسبی دیسکها نسبت به یکدیگر تنظیم میشوند.

شکل ۱-۳ طرح کلی مفصل FSJ را نشان میدهد. [۶]

¹ Purely Serial- Ordinary

² Floating Spring Joint

³ Harmonic Drive

⁴ Variable Stiffness Mechanism



شکل (۲-۱) طرح کلی مفصل FSJ [۶]

۱-۲-۲- گروه سری محض- تفاضلی ٔ

□ مدل ^۲ SDAU دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه کره جنوبی واحد سری با دو عملگر (SDAU) توسط Kim و همکاران (۲۰۱۰) ارائه شده است (شکل ۱-۴). این مدل از دو عملگر و یک زنجیره چرخدنده سیارهای، تشکیل شده است. دو عملگر در حالت سری با یک زنجیره چرخدندهای سیارهای، متصل شدهاند و هر عملگر برای موقعیت دهی و تغییر سختی بـه طـور جداگانه پاسخگو هست. از آنجایی که یک عملگر (عملگر موقعیت دهی (PA) گفته می شود) موقعیت را کنترل می کند و عملگر دیگر (تعدیل کننده سختی (SM) گفته می شود) سختی را تعدیل می کند.



شكل (۱-۴) طرح كلى مفهوم و نمونه اوليه واحد سرى با دو عملگر (SDAU) [۷]

¹ Purely Serial- Diffeerential

² Serial-type Dual Actuation Unit

DAU می تواند موقعیت و سختی را بطور همزمان در یک مفصل کنترل کند. با استفاده از زنجیره چرخدنده سیارهای این امکان فراهم است تا مفصل متناسب با برنامه کاربردی، نسبت دندهاش تنظیم شود، در نتیجه ابعاد سیستم بهینهسازی می شود. [۷]

□ مدل ' VIDA دانشکده مهندسی پزشکی دانشگاه CAMPUS ایتالیا

در ایـن مـدل دو موتـور بـه یـک هارمونیـک درایـو در حالـت تفاضـلی متصـل شـدهانـد. FS بـه عنـوان محـور خروجـی اسـتفاده شـده اسـت و یـک محرکـه الاسـتیک بـا امپـدانس کنتـرل شـده (تنظـیم کننـده امپـدانس ، IR) بـه انحنـای دایـروی ^۳ (CS) اتصـال دارد، در حـالی کـه یـک تنظـیم کننـده موقعیـت^۲ (IR) بـه تولیـد کننـده پـالس^ه (WG) متصـل مـیباشـد (کـه نسـبت انتقـال قـدرت بـالایی نسـبت بـه FS دارد). سیسـتم NIDA متصـل مـیباشـد (کـه نسـبت انتقـال قـدرت بـالایی نسـبت بـه FS دارد). سیسـتم NIDA تنهـا انعطـاف پـذیری سـری را نسـبت بـه SDAU اضـافه مـیکنـد، امـا تنظـیم امپـدانس فیزیکی را اجازه نمیدهد. شـکل اجزای شماره گذاری شده بدین صورت تعریف میشوند:

۱) انکودرها، ۲) موتورهای تخصت، ۳) گیربکسهای هارمونیک درایو، ۴) فنر پیچشی عادی، ۵) لینک خروجی، اجزای PR در سمت راست و اجزای IR در سمت چپ هستند. [۸]

¹ Variable Impedance Differential Actuator

² Impedance Regulator

³ CircularSpline

⁴ Position Regulator

⁵ Wave Generator



شکل (۱-۵) نمونه طراحی شده در رایانه سیستم VIDA [۸]

□ مدل VS-joint^۱ دانشکده رباتیک و مکاترونیک در DLR (مرکز فضایی آلمان) بخش اصلی مفصل سختی متغیر (VS-joint) توسط Wolf و Hirzinger (۲۰۰۵) ارائه شده است. همان طور که در شکل ۱-۶ نشان داده شده است.



شکل (۱–۶) مفصل سختی متغیر DLR [۹]

موقعیت عمودی لغزنده پایه فنر توسط اسپیندلی که با موتور کوچک برای نقطه کاری سختی فعال شده، تعریف شده است. این صفحه بالایی فنرها را فشرده می کند. موقعیت زاویهای صفحه بالایی توسط موقعیت موتور، کنترل شده است. صفحه بادامک (صفحه پایینی) با مفصل در تماس است. شکل ۱-۷ طرح کلی باز شده مفصل سختی متغیر را نشان میدهد. [۹]

¹ Variable Stiffness Joint



شکل (۱-۷) طرح کلی اصل صفحه بادامک مفصل سختی متغیر [۹]

۱-۲-۳- گروه شبه تقابلی- معمولی

□ مدل ^۲ AMASC دانشگاه Carnegie Mellon طراحیای بر اساس اجزای انعطاف پذیر سری به طور مکانیکی قابل تنظیم (AMASC) که توسط Hurst و همکاران (۲۰۰۴) ساخته شده است. همان طور که در شکل ۱-۸ نشان داده شده است.



شکل (۱-۸) عملگر با اجزای انعطاف پذیر سری به طور مکانیکی قابل تنظیم (AMASC) [۱۰]

AMASC یک مکانیزم نسبتاً پیچیده با تعداد زیادی کابل و قرقره است. در این عملگر دو موتور در پیکرهبندی شبه تقابلی از طریق این قرقرهها و کابلها متصل شدهاند. با این وجود مزیت این است که تنها از یک محرک برای کنترل انعطاف پذیری یا تغییر موقعیت استفاده می شود. در شکل ۱–۹ طرح کلی از AMASC نشان داده شده است.

¹ Quasi- Antagonistic- ordinary

² Actuator with Mechanically Adjustable Series Compliance



شکل (۱-۹) بررسی اجمالی طرح کلی AMASC [۱۰]

فنرهای F_y به منظور ایجاد یک تابع فنریت غیر خطی به قرقرههای شناور متصل شدهاند ((G(Z) تابع انتقال قدرت قرقره میان کشش کابل z و تغییر شکل فنر y میباشد). لینکی که فرمان داده می شود بر روی قرقره J_2 قرار دارد. یک موتور موقعیت θ_1 قرقره J_1 را کنترل می کند و موتور دوم جابجایی x_3 را در نتیجه تغییر شکل فنرها و تنظیم سختی خروجی، کنترل می کند. [۱۰]

۱-۲-۴- گروه شبه تقابلی- تفاضلی

QA^۲ مدل **□**

Eiberger و همکاران (۲۰۱۰) این مدل مفصل شبه تقابلی (QA-Joint) را ارایه کردند. طرح کلی مکانیزم در شکل ۱–۱۰ ملاحظه می گردد. مفصل QA از آنجایی که از یک هارمونیک درایو در حالت تفاضلی و یک مکانیزم سختی متغیرمتصل به یک انحنای دایروی بهره می برد، شبیه به Vs-Joint می باشد. با مقایسه شکلهای ا-۶ و شکل ۱–۱۰ دیده می شود که مکانیزم سختی متغیر VA از ترکیب جزءهای فنر غیر خطی تقابلی ساخته شده است، در حالی که یک VS-Joint این چیدمان تقابلی را ندارد.

¹ Quasi-Antagonistic- differential

² Quasi-Antagonistic Joint



شکل (۱۰-۱) عملگر سختی متغیر با فنرهای پیش رونده غیر خطی در حالت تقابلی (a) و شبه تقابلی (b). اساس مکانیزم الاستیک (راست) [۱۱]

سیستم انعطاف پذیر شامل دو جزء الاستیک پیشرفته که مخالف یکدیگر جابجایی متغیر دارند است. یک میله بادامکی به انحنای دایروی هارمونیک درایو متصل شده است. دو جفت بازوی مقید با غلتکهای بادامکی که هر جفت به یک فنر خطی متصل هستند، بر روی صفحات مختلف این میله بادامکی عمل میکنند. یک جفت از بازوهای مقید به محفظه ثابت شده اند، در حالی که جفت دیگر به یک موتور تغییر سختی متصل هستند که میتواند کشش اولیه فنرها را تغییر دهد. استفاده از مکانیزم غلتک- بادامک دستیابی به مشخصات مختلف جابجایی/ گشتاور را با تغییر شکل مقطع بادامک اجازه میدهد. [۱۱]

۱-۲-۵- گروه موازی محض- ساده و توزیع شده ٔ

در پیکر مبندی موازی محض ساده، دو موتور مستقیماً به یک بار متصل شده اند. اگر بخش های انتقال قدرت صلب باشند، از آنجایی که همان اثر میتواند از طریق یک موتور با گشتاور بالاتر بدست آید و در نتیجه یک راه حل سبک وزن تر و فشرده تری بدست آید، پیکره بندی ساده مزیتی را ارائه نمی کند. طرح شماتیک پیکره بندی ساده در شکل ۱–۱۱ (*a*) ارائه شده است. در [۱۲] یک روش توزیع شده برای اطمینان از نیروهای تعاملی مورد نظر در طول

حرکت مقید در بازوهای رباتیکی پیشنهاد شد. به خصوص، سیستم بازوی رباتیکی

¹ Purely Parallel- Ordinary and Distributed

ماکرو/ میکروی صلب^۱ به منظور بررسی امکان کاهش امپدانس و فراهم کردن رفتارهای پایدار ذاتی در پهنای باند بالای نیروی کنترلی، توسعه داده شد. طرح شماتیک پیکرهبندی توزیع شده در شکل ۱۱–۱۱ (*b*) ارائه شده است. [۵]



شکل (۱۱-۱) پیکره بندی موازی محض [۵]

□ مدل DECMMA[†] مربوط به دانشگاه Stanford

عملگرهای الاستیک سری امپدانس خروجی پایینی را در سراسر طیف فرکانسی فراهم میکند، اما با این محدودیتهای پهنای باند، نسبت به عملگرهای سخت گذشته، به شدت عملکرد کاهش می یابد. روش DECMMA با استفاده از یک عملگ رالاستیک سری گشتاور بالا- فرکانس پایین و یک موتور گشتاور پایین- فرکانس بالاکه بطور موازی با عملگ رالاستیک سری متصل شده

¹ Rigid Macro/ Micro Manipulation System

² Distributed Elastically Coupled Mini Parallel Actuator

است، بر ایـن محـدودیتها غلبه مـیکنـد. در ایـن روش تولیـد گشتاور بـه بخـشهای فرکانس پایین و فرکانس بـالا بـا امپـدانس پـایین در تمـامی فرکـانسهـا، تقسـیم شـده است. دو موتـور در جاهـای مختلـف قـرار گرفتـهانـد تـا بـیشتـرین تـأثیر را داشـته باشـند. عملگـر الاسـتیک سـری سنگین و با گشتاور بالا دورتـر از مفصـل بـازوی ربـاتیکی قـرار گرفتـه است تـا اثـر اینرسـی و وزن آن کـاهش یابـد، در حـالی کـه موتـور کوچـک گشـتاور پـایین مـیتوانـد مسـتقیماً بـه مفصـل از طریق یـک بخـش انتقـال قـدرت سـخت و اصطکاک پـایین متصـل شـده باشـد تـا بـا کاهشـی در مقدار وزن اضافه شـده، عملکـرد را بهبـود بخشـد. طـرح کلـی عملگـر مـوازی مـاکرو- مینـی کوپـل



شکل (۱-۱۲) عملگر موازی ماکرو- مینی کوپل شده با انعطاف پذیری توزیع شده (DECMMA) [۱۳]

۱-۲-۶- گروه توافقی/ تقابلی- ساده

چیدمان توافقی/ تقابلی ساده، در واقع شامل دو عملگر الاستیک سری میباشد که بطور موازی به محور خروجی متصل شدهاند. باید دقت داشت که به منظور داشتن سختی قابل تنظیم، دو جزء الاستیک سری بایستی غیر خطی باشند.

¹ Agonistic/Antagonistic- Simple

اگر گشتاورهای تولید شده با دو موتور علامتهای مختلف و بزرگی یکسانی داشته باشند، آنها همدیگر را خنشی میکنند و هیچ گشتاور خروجی تولید نمیشود. اگرچه این گشتاورهای مخالف، کنترل سختی مفصل را سبب میشوند. بنابراین، اگر گشتاورهای با بزرگی متفاوتی اعمال شود، اختلاف آنها گشتاوری را روی بار ایجاد میکند.

چندین نمونه طراحی شده است که چیدمان توافقی/ تقابلی ساده را اجرا کرده است. برخی از این نمونهها در شکل ۱-۱۳ آورده شده است. [۵]



شکل (۱–۱۳) مثالهای نمونه از سیستمهای عمل کننده توافقی/ تقابلی ساده. نمونه اولیه Miglore و همکاران (a). [۱۴]؛ نمونه اولیه Anles (b) Anles]؛ طراحی سیستم با استفاده از مکانیزم انتقال قدرت سینماتیکی (c).[۱۶]؛ طراحی الگووار سیستم مطرح شده در [۱۷] (b)؛ نمونه اولیه سیستم ارائه شده در [۱۸] (e).

VSJ¹ مدل **□**

این طرح پیچیده توسط Choi Choi و همکاران (۲۰۰۹) ارائه گردید. VSJ دو محرک یکسان متصل به فنرهای تخت دارد. انعطاف پذیری توسط فنرهای تخت ایجاد می شود که طول مؤثر شان توسط محرکها و از طریق اتصال چهارمیله ای کنترل می شود. به جای این که یک محرک بار اضافه محرک دیگر شود، دو محرک بار مفصل را سهیم می شوند که به مصرف انرژی بهتر منجر می شود. علاوه بر این اتصال چهارمیله ای VSJ را از نظر انرژی کار آمدتر می کند، چون به اعمال گشتاور اضافی برای حفظ صلبیت نیاز ندارد. هر محرک توسط کنترل کننده سرعت کنترل می شود و لینک از طریق فیدبک حالت کامل کنترل می شود.

مفهوم اصلی VSJ داشتن دو محرک یکسان متصل به یک جزء با انعطاف پذیری غیر فعال است. هر محرک از یک دنده هارمونیک و یک موتور الکتریکی تشکیل شده است. انعطاف پذیری غیر فعال به منظور حرکت بازوی رباتیکی امن تر و کمینه افت عملکرد، متغیر است. انعطاف پذیری توسط فنرهای تخت ایجاد می شود. تغییر طول مؤثر فنرها به تغییر سختی منجر می شود (شکل ۱-۱۴). به منظور تغییر طول مؤثر فنرها یک سیستم اتصال چهارمیله ای مورد استفاده قرار می گیرد (شکل ۱–۱۵).



شکل (۱–۱۴) محور مفصل با چهار فنر یکسان متصل شده است. لغزندهها در طول فنرها توسط غلتکهای کنار لغزندهها حرکت میکنند. [۱۹]

¹ Variable Stiffness Joint

اجزای الاستیک به صورت سری با محرکها قرار گرفته است درحالیکه محرکها به صورت موازی می می باشند. به خاطر شکل موازی محرکها بار مفصل در هر محرک توزیع می شود. در حالیکه در تحریک سری یک محرک بار اضافی محرک دیگر می شود، علاوه بر این از آنجا که انعطاف پذیری توسط فنر تخت ایجاد می شود و محرکها طول مؤثر فنر تخت را کنترل می کنند، برای حفظ سختی نیرویی لازم نیست که نشان می دهد که *VSI* بهرهوری انرژی دارد. از آنجا که استفاده از یک مکانیزم اضافی برای تغییر سختی برای حفظ سختی اضافی برای تغییر سختی لازم نیست که نشان می دهد که *VSI* بهرهوری انرژی دارد. از آنجا که استفاده از یک مکانیزم اضافی برای تغییر سختی لازم نیست، طراحی ساده تری امکان پذیر است. هنگامی که لغزنده به سمت محور چرخش حرکت می کند طول مؤثر فنر صفر می شود که نشان می دهد که *VSI* یک محرک صلب می شود. سیستم مکانیزم چهار میله ای، چرخش دو موتور را به لغزنده ها منتقل می کند؛ آنها با هم با می شود. سیستم مکانیزم چهار میله ای، چرخش دو موتور را به لغزنده ها منتقل می کند؛ آنها با هم با از لغزنده ها تا محور تغییر نمی کند و سختی ثابت باقی می ماند. هنگامی که موتورها در جهتهای محرکته می خود و بنابراین سختی پیچشی مفصل در جهتهای از لغزنده ها تا محور تغییر نمی کند و سختی ثابت باقی می ماند. هنگامی که موتورها در جهتهای می می در این مورد فاصله از لغزنده ها تا محور تغییر نمی کند و سختی ثابت باقی می ماند. هنگامی که موتورها در جهتهای از لغزنده ها تا محور تغییر نمی کند و سختی ثابت باقی می ماند. هنگامی که موتورها در جهتهای از لغزنده ها تا محور تغییر نمی کند و سختی ثابت باقی می ماند. هنگامی که موتورها در جهتهای می می ند. اول مؤثر فنرها تغییر می کند و بنابراین سختی پیچشی مفصل تغییر می کند. [1]



شکل (۱–۱۵) لینک a به عملگرها متصل شده است و حول محور می چرخد. لغزندهها به لینک b که انتهای آن با لینک a متصل شده، اتصال دارند. فنرها به محور وصل شدهاند آن چنان که هنگامی که لغزندهها می چرخند، محور a می a دد. [۱۹]

۱-۲-۷ گروه توافقی/ تقابلی- متقاطع کوپل شده

پیکرهبندی توافقی/ تقابلی ساده ساختار ماهیچهها را تقلید می کند. از آنجایی که تنها شرط کشش اجازه داده شده است، بیشینه گشتاور خروجی نمیتواند بالاتر از یکی از آن موتورها باشد. علاوه بر این، اگر سختی بیشینه تنظیم شود، هیچ گشتاور خروجیای در دسترس نیست. کوپلینگهای الاستیک موجود در میان مفاصل مختلف انسانی راه حلی را برای محدودیت پیشنهاد می کند. واردسازی یک جزء الاستیک سوم به صورت متقاطع کوپل شده با دو موتور، تنظیمات نیروهای پیشبارگذاری شده و استفاده بخشی از گشتاور هر یک از موتورها را در هر دو جهت قادر میسازد. [۵]

■ مدل ^۲ VSA دانشگاه Pisa

عملگر سختی متغیر (VSA) ارائه شده توسط Tonietti و همکاران (۲۰۰۵) با تسمه انتقال قدرت زمانبندی شده ۱ قرقره های ۲، ۳ و۴ را متصل کرده است. قرقره ۲ و ۳ با دو موتور کنترل می شوند، در حالی که قرقره ۴ به محور خروجی مفصل متصل است. تسمه توسط مکانیزمهای الاستیک ۵، ۶ و ۷ کشیده شده است. جزءهای الاستیک خطی ۵ و ۶ مشخصات غیر خطی را به دلیل خصوصیات هندسی مکانیزم انتقال قدرت دارند. سیستم ۶، تماس تسمه را با دو قرقره دیگر حفظ می کند. هنگامی که دو موتور در جهتهای مختلف می چرخند، سختی تغییر می کند. هنگامی که دو موتور در یک جهت می چرخند، طول فنرها تغییر نمی کند، آن چنان که تنها نقطه تعادل تغییر کرده است. طراحی مفهومی نمونه ASA در شکل ۱–۱۶ شرح داده شده است. [۲۰]

Agonistic/ Antagonistic- Cross Coupled

² Variable Stiffness Actuator


شکل (۱-۱۶) نمای پرسپکتیو از عملگر سختی متغیر [۲۰]

۱-۲-۸- گروه توافقی/ تقابلی- دوطرفه

راه حل دیگر برای غلبه بر محدودیت های مربوط به انرژی طرح توافقی/ تقابلی ساده، استفاده از پیکره بندی فشاری - کششی است. به عنوان مثال، موتورها بطور دوطرفه به مفصل متصل شوند. بایستی توجه داشت که فنرها بایستی بطور مداوم تحت کشش باشند تا این که موتورها بطور پیوسته، گشتاورهای دوطرف به مفصل خروجی اعمال می کنند، تضمین گردد.

این چیدمان، علاوه بر این که عملکرد حالت توافقی ساده را اجازه میدهد (که قبلاً تحت عنوان حالت عادی توضیح داده شد)، موتورها را قادر میسازد تا همدیگر را به منظور افزایش گشتاور سیستم تقویت نمایند (حالت کمکی).

حالت عادی، محدوده تنظیم سختی گستردهای را برای گشتاورهای خارجی تضمین میکند؛ حالت کمکی، امکان تولید گشتاور خروجی را با حفظ کردن قابلیت تغییر سختی تا دو برابر حداکثر گشتاور یک موتور، ایجاد مینماید (در صورتی که گشتاور کششی داخلی تولید نشده باشد)، به هر حال اگر هیچ گشتاور خارجی اعمال نشود، حالت کمکی فعال نیست.

یک بار خارجی را میتوان به روشهای مختلف توسط دو موتور به اشتراک گذاشت. سختی خروجی

¹ Agonistic/ Antagonistic- Bidirectional

می تواند با تنظیم نسبت گشتاورهای اعمال شده توسط دو موتور، تغییر یابد. بنابراین، محدودیت های دامنه سختی مجاز با شرایط زیر فراهم می شوند: ۱) سختی بیشینه هنگامی که تنها یک موتور با تولید حداکثر گشتاور مجازش کاملاً بار خروجی را جبران نماید، بدست می آید. ۲) سختی کمینه هنگامی که بار بطور مساوی میان موتورها به اشتراک گذاشته شود، بدست می آید. [۵]

□ عملگر VSA-II

دومین نسخه از عملگر سختی متغیر (VSA-II) که توسط Schiavi و همکاران (۲۰۰۸) ارائه شده هست، یک مثال از چیدمان توافقی/تقابلی دوطرفه میباشد. تصویری از نمونه اولیه در شکل ۱–۱۷(*a*) آمده است.



شکل (۱–۱۷) نمونه اولیه باز شده *II-VSA (a)* و طرح الگووار مکانیزم الاستیک چهار میلهای (*b*). [۱۱] سیستم از دو نیمه برابر ساخته شده است، هر کدام شامل یک جفت مکانیزم الاستیک چهار میلهای هستند (*b*) معتبد (*b*)

۲−۱–۹– مدل VSJ ساخته شده در دانشگاه شاهرود

این مدل مزایای مدل ذکر شده در بخش ۱–۲–۶ را دارا میباشد ولی به منظور بهینه سازی تغییراتی از نظر ساختاری در آن صورت گرفته است. در نمونه ساخته شده اول، وزن مفصل بسیار کاهش یافته است، که منجر به بهرهوری بیشتر انرژی شده است. استفاده از سه مکانیزم چهارلینکی به جای چهار مکانیزم و استفاده از اجزای کوچکتر، هر چند سختی مفصل را به اندازه قابل توجهی کاهش داده است، نیز بدین منظور بوده است (شکل ۱–۱۸).

به عنوان مثال زمانی که این مدل به عنوان مفصل زانوی یک ربات فوتبالیست یا مفصل شانه یک ربات تنیسباز مورد استفاده قرار گیرد، اهمیت وزن آن مورد توجه قرار می گیرد.



شکل (۱–۱۸) محور مفصل با سه فنر یکسان متصل شده است.

استفاده از دو عملگر در ساختار موازی برای کنترل همزمان موقعیت و سختی راندمان مفصل را افزایش میدهد و این امکان را فراهم میکند تا مفصل الاستیک با صرف انرژی کمتر و سریعتر سختی را به کمترین مقدار یا بیشترین مقدار برساند (شکل ۱–۱۹). در نتیجه ربات فوتبالیست ما قادر خواهد بود به راحتی پاس دهد و یا یک شوت محکم داشته باشد. این خصوصیات مفصل الاستیک را به عنوان یک عملگر با سختی متغیر که توانایی تحمل شوکهای ناگهانی را نیز داشته باشد، تبدیل مینماید. هم چنین در این مفصل به جای استفاده از هارمونیک درایو، از دندههای ساده استفاده گردیده است که علاوه بر این که انتقال قدرت خوبی دارند، از نظر هزینه مقرون به صرفهتر و مدل را کاربردی تر نمودهاند.



شکل (۱۹-۱) مدل ترسیم شده در رایانه مفصل الاستیک با سختی متغیر (VSJ) دانشگاه شاهرود

در مطالعه و بررسی مدل جدید، گام اول بدست آوردن سختی دقیق مفصل الاستیک با روشهای تجربی است. روشهای مدنظر بنا به ماهیت مکاترونیک طراحی به دو دسته میتوانند تقسیم بندی شوند. دسته اول اتصال مفصل به گشتاورسنج^۱ و انجام تست استاتیکی است. در این تکنیک با قابلیت اندازه گیری گشتاور و در صورت داشتن زاویه دوران محور خروجی مفصل الاستیک میتوان به راحتی سختی را محاسبه کرد. دسته دوم انجام تست مودال با استفاده از تحریک کننده^۲ در مفصل است. با نصب یک میله در نوک شفت خروجی به منظور تحریک مفصل با دستگاه تحریک کننده میتوان فرکانسهای طبیعی مفصل را استخراج نمود.

گام دوم پس از محاسبه سختی دقیق مفصل الاستیک با روشهای تجربی، کنترل مفصل الاستیک است. با دستیابی به دینامیک دقیق سیستم، ارتعاشات باقیمانده ناشی از انعطاف پذیری اجزای نرم

¹ Torque Wrench

² Shaker

ربات تکلینکی با سختی متغیر با استفاده از روشهای شکلدهی ورودی فرو نشانده میشود.

۱–۳– مروری بر ادبیات تحقیق کنترل و کمینه کردن ارتعاشات بازوهای رباتی الاستیک موضوع کنترل مفصل انعطاف پذیر این است تا کنترلری طراحی کند که لینک ربات بتواند به یک نقطه دلخواه برسد یا مسیر از پیش تعیین شدهای را دقیقاً با حداقل لرزش در لینک رهگیری نماید. به منظور دستیابی به این اهداف، روشهای مختلفی با استفاده از تکنیکهای متفاوت ارائه شده است. دو روش اصلی برای کنترل مکانیزم لینکهای انعطاف پذیر در ادبیات تحقیق وجود دارد: روش کنترل کنترل خطی و فیر خطی و فیر خطی. روشهای کنترل مناف پذیر در اینات تحقیق وجود دارد: روش کنترل دو روش اصلی برای کنترل مکانیزم لینکهای انعطاف پذیر در ادبیات تحقیق وجود دارد: روش کنترل خطی و فیر خطی و فیر خطی. روشهای کنترل خطی که برای بازوهای رباتی انعطاف پذیر توسعه یافته د به شرح زیر هستند: ۱) روش کنترل تنظیم کنندههای درجه دوم خطی [۲۲]، الگوریتمهای کنترل ی کنترل ی [۲۳]، روش کنترل فیدبک حالت [۲۳].

روشهای کنترل غیر خطی اعمال شده به بازوهای رباتی انعطاف پذیر در ادبیات تحقیق به شرح زیر هستند: ۱) طرحهای کنترل تطبیقی مانند سیستم استنتاجی تطبیقی عصبی – فازی^۲ (ANFIS) [۲۶]، روش کنترل یادگیری مرجع مدل فازی^۳ (FMRLC) [۲۷]، روشهای کنترل مود لغزشی^۴ [۲۸]، طرح عملگر ترکیبی با یک کنترلر مود لغزشی [۲۹]، کنترل تطبیقی با استفاده از تکنیک مود لغزشی ا۳۰]، کنترلرهای منطق فازی شبه *PI-PD-PID* [۳۱]، طراحی کنترل بازگشتی^۵ [۳۳] و کنترل عصبی تطبیقی[۳۳].

در ادبیات تحقیق برای فرونشاندن ارتعاشات اضافی بازوهای رباتی انعطاف پذیر دو روش مشخص وجود دارد: پیش خور حلقه باز^۲ [۳۴،۳۵،۳۶] و پس خور حلقه بسته^۷ [۳۷،۳۸].

از لحاظ عملکرد، دومی جـذاب تـر از اولـی است. چـون دومـی ذاتـاً در برابـر اغتشاشـات و تغییـرات

¹ Proportional- Integral- Derivative Control Methods

² Adaptive Neuro- Fuzzy Inference System

³ Fuzzy Model Reference Learning Control Method

⁴ Sliding Mode Control Methods

³ Backstepping

⁶ Open- Loop Feedforward

⁷ Close- Loop Feedback

مشخصهها، مقاوم است. با این حال، روش حلقه بسته باعث میشود تا سیستمها بطور کلی پیچیده و گران قیمت شوند. چون تعداد حالتهایی که به علت مودهای ارتعاشی افزایش یافته است، درجه قانون کنترلی افزایش مییابد و درنتیجه قدرت محاسباتی و سنسورهای بیشتری نیاز میشوند.

به عنوان یک راه حل، بسیاری از محققان، کنترل پیشخور را در نظر گرفتهاند. کنترل پیشخور، چون نیاز به هیچ سنسوری ندارد، پس به هزینه اضافی نیازمند نمی باشد. علاوه بر این، هنگامی که کنترل پیشخور با کنترل پسخور ساده ترکیب شود، مقاومت کنترلر ترکیبی در برابر اغتشاشات و یا تغییرات مشخصهها، بدون تحمیل هزینه بیشتر حفظ می گردد. این طرح برای کاربردهای عملی بسیار جذاب است و درنتیجه در این پایان نامه تلاش می گردد تا بر روی طراحی کنترلر پیشخور که بتواند با هر نوع کنترلر پسخور ترکیب شود، تمرکز شود. در میان کنترلرهای پیشخور در این پایان نامه از روش شکل دهی ورودی ((IST) به دلیل بهرهوری و اثر بخشی اثبات شده آن استفاده می گردد. [۳۹]

¹ Input Shaping Technique

فصل ۲: مدلسازی محرکه انعطاف پذیر با

سختى متغير

۲–۱– مقدمه

مدلسازی یک محرکه الاستیک به معنی یافتن ارتباط میان گشتاور موتورها، انرژی اینرسی ناشی از حرکت اجزا و انرژی پتانسیل میباشد که مرکب از دو بخش میباشد، انرژی پتانسیل خارجی ناشی از نیروی جاذبه و انرژی پتانسیل داخلی که بواسطه انرژی ذخیرهشده در عناصر غیر فعال محرکه ایجاد شده است. وجود عناصر غیر فعال که مرکب از یک بخش انتقال قدرت الاستیک در محرک ه هستند، اختلاف اصلی نسبت به یک مفصل صلب میباشند. انعطاف پذیری در بخش انتقال قدرت یک بی بی نظمی را در رابطه ورودی خروجی ایجاد میکند، به بیان دیگر، گشتاور موتور مستقیماً بازوی محور مفصل را کنترل نمیکند، اما آن انرژی را با بخش انتقال قدرتی که تولید کننده یک گشتاور انعطاف پذیر است مبادله میکند. از سوی دیگر، بازو با این گشتاور انعطاف پذیر به کار انداخته شده است. گشتاور انعط اف پذیری یک نقش کلیدی در محرکههای الاستیک بازی میکند، به همین

دلیل حل مکانیکی مختلفی برای تولید و حتی کنترل انعطاف پذیری بخش انتقال قدرت ارائه شده است. در فصل گذشته مرور کلی بر انواع چیدمان های تحریک دوتایی موجود ارائه شده بود. دستگاه های الاستیک با توجه به چیدمان موتورها، اجزای انعطاف پذیر و اجزای صلب، به سه دسته طبقهبندی می شوند:

- سیستم انتقال قدرت انعطاف پذیر با یک محرکه' (SAFT)
 - محرکه سختی متغیر سری^۲ (sVSA)
 - محرکه سختی متغیر تقابلی^۳ (aVSA)

تمام دستگاههایی که در یک دسته قرار دارند از مدل ریاضی یکسانی بهره میبرند، که در این فصل شرح داده خواهد شد.

هنگامی که چندین مفصل الاستیک با یک ربات ترکیب میشوند، مدلسازی بسیار پیچیده میشود و

¹ Single Actuated Flexible Transmission

² Serial Variable Stiffness Actuator

³ Antagonistic Variable Stiffness Actuator

معمولاً یک مدل کاهشیافته استفاده میشود. [۴۰] مدل کاهشیافته بر اساس فرضیات زیر است: تغییر شکلهای مفصل کوچک هستند، آن چنان که اثرات انعطافپذیری به بازه انعطافپذیری خطی

محدود میشوند.

موتورهای محرکه بصورت اجسام یک شکلی که مرکز جرمشان روی محور چرخش میباشد، مدل شدهاند.

هـ ر موتـ ور بـر روی بـازوی ربـات در یـک موقعیـت قبـل از لینـک بـه حرکـت درآمـده واقـع شـده است. (این موضوع می تواند بـه صـورت چنـدین موتـور کـه بـه طـور همزمـان چنـدین لینـک دور را به حرکت در میآورند قابل تعمیم باشد.)

مشخصات و مدل دینامیکی هر یک از سه دسته فوقالذکر به شرح زیر میباشد.

۲-۲- سیستم انتقال قدرت انعطاف پذیر با یک محرکه (SAFT) در شکل ۲-۱ یک طرح کلی از سیستم انتقال قدرت انعطاف پذیر با یک محرکه نشان داده شده است. تغییر شکل ϕ بخش انتقال قدرت، اختلاف میان زاویه لینک p و زاویه موتور θ شده است. میباشد.



شکل (۲-۱) طرح کلی مدل سیستم انتقال قدرت انعطاف پذیر تک محرکه (SAFT)

$$\theta_m \, \delta = \frac{\theta_m}{\gamma} \, \lambda_e$$
 بوجود میآید. (یعنی، $\theta = \frac{\theta_m}{\gamma} \, \lambda_e$ بوجود میآید. (یعنی، $\theta_r = \theta$ که θ_r موقعیت موتور میباشد که از طریق یک انکودر نصب شده روی محور آن اندازه گیری میشود.)
اگر $0 \geq (\phi) = U_e(\phi)$ بدست میآید، اگر و تنها اگر $0 = (\phi) = U_e(\phi)$ بدست میآید، اگر و تنها اگر $0 = \phi$.

گشتاور انعطاف پذیری ٔ از سوی بخش انتقال قدرت به صورت زیر داده می شود:

$$\tau_e(\phi) = \frac{\partial U_e(\phi)}{\partial \phi}$$

که عموماً یک تابع غیر خطی از ϕ میباشد. بدون از دست دادن کلیات فرض میشود که:

$$\tau_e(0) = 0 \quad , \quad \tau_e(-\phi) = -\tau_e(\phi) \quad , \quad \forall \ \phi \tag{1-1}$$

یعنی گشتاوری از طریق بخش انتقال قدرت تغییر شکل نیافته تولید نمی شود و بخش انتقال قدرت در فشار و کشش رفتار مشابهی دارد. هنگامی که یک موتور لینک صلبی را که احتمالاً در معرض نیروی جاذبه نیز می باشد از طریق بخش

انتقال قدرت انعطاف پذیر (غیرخطی) به حرکت در می آورد، مدل دینامیکی به شکل زیر بدست می آید:

$$M\ddot{q} + D_q\dot{q} + \tau_e(\phi) + g(q) = \tau_{ext} \tag{(7-7)}$$

$$B\ddot{\theta} + D_{\theta}\dot{\theta} - \tau_{e}(\phi) = \tau \tag{(V-V)}$$

که 0 < M = 0 و $M = B_m \gamma^2 > 0$ و $M = B_m \gamma^2 > 0$ و M > 0 و M > 0 ک M > 0 و M > 0 e M > 0

¹ Flexibility Torque

سختی بخش انتقال قدرت به صورت نرخ تغییرات گشتاور انعطاف پذیری $au_e(\phi)$ نسبت به تغییر شکل ϕ تعریف میشود:

$$(\phi) = \frac{\partial \tau_e(\phi)}{\partial \phi} > 0 \tag{(f-T)}$$

سختی داخلی بخش انتقال قدرت/ مفصل انعطاف پذیر، عموماً به سختی غیرفعال بیان می شود. سختی غیرفعال به میزان گشتاور مورد نیاز برای تغییر شکل بخش انتقال قدرت اشاره دارد. در غیاب نیروی جاذبه $(g(q) \equiv 0)$) سختی غیرفعال با سختی خارجی منطبق می باشد.

$$\sigma_{ext}(\phi) = \frac{\partial \tau_{ext}}{\partial q} = \frac{\partial \tau_{ext}}{\partial \phi} = \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau_{ext}}\right)^{-1} \tag{(\Delta-Y)}$$

که عکس نرمی^۳ مفصل می باشد. یعنی میزان تغییر شکل بخش انتقال قدرت در پاسخ به گشتاورهای خارجی (τ_{ext}) بکار رفته بر روی لینک در شرایط استاتیکی (در حالتی که موقعیت موتور θ ثابت نگه داشته شده باشد). چنین نرمی را می توان از راه آزمون تجربی معین کرد. مدل شرح داده شده در بالا را می توان برای ^۴ SEA و ^ΔSIM ها به کار برد. [۴۱]

۲-۳- محرکه سختی متغیر سری (Serial VSA)

یک محرک به سختی متغیر سری، شامل یک موتور اصلی میباشد که به منظور فرمان دهی برای حرکت لینک از طریق یک بخش انتقال قدرت انعطاف پذیر استفاده می شود و یک موتور دوم که به منظور تغییر دادن سختی بخش انتقال قدرت از طریق تغییر دادن نقط به عملکر د روی مختصات، استفاده می گردد (یا به

¹ Passive Stiffness

² External Stiffness

³ Compliance

⁴ Serial Elastic Actuator

⁵ Safe Joint Mechanism

طور معادل، با شکل دادن انرژی پتانسیل مرتبط با تغییر شکل). شکل ۲-۲ یک طرح کلی از محرکه سختی متغیر سری را نشان میدهد.



شکل (۲-۲) طرح کلی از Serial VSA [۴۱]

موقعیت زاویه ای موتور دوم (ک متغیر نقط ک کاری کی تک می شود)، ک از طریق چرخ دنده کاری کاهشی با نسبت $1 \leq \gamma_c$ ، توسط θ_c مشخص خواهد شد. در این مورد، مدل دینامیکی به شکل زیر بدست می آید:

$$\begin{split} M\ddot{q} + D_q \dot{q} + \tau_e(\phi) + g(q) &= \tau_{ext} \\ B\ddot{\theta} + D_\theta \dot{\theta} - \tau_e(\theta_c, \phi) &= \tau \\ B\ddot{c} + D_{\theta,c} \dot{\theta}_c - \psi_e(\theta_c, \phi) &= \tau_c \\ B_c \ddot{\theta}_c + D_{\theta,c} \dot{\theta}_c - \psi_e(\theta_c, \phi) &= \tau_c \\ \mathcal{D}_c &= B_{m,c} \gamma_c^2 > 0 \\ \mathcal{D}_c &= B_{m,c} \gamma_c^2 > 0 \\ \mathcal{D}_c &= D_{\theta,c} - \eta_c + 0 \\ \mathcal{D}_c &= D_{\theta,c} - \eta_c + 0 \\ \mathcal{D}_c &= 0 \\ \mathcal{D}_$$

¹ Set-Point Variable

² Coupled Flexibility Torque

نقطه کاری تأثیر می گذارد. در حقیقت، این یک رفتار جفت شدگی دینامیکی و راهحلهای مکانیکی نامطلوبی هست که این اثر معمولاً انتخاب شده را کمینه کند. در این مورد سختی دستگاه به صورت زیر تعریف می شود:

$$\sigma(\theta_c, \phi) = \frac{\partial \tau_e(\theta_c, \phi)}{\partial \phi} \tag{Y-Y}$$

همان طور که ملاحظه می گردد گشتاور انعطاف پذیری هیچ نقشی ایفا نمی کند. [۴۱]

۲-۴- محرکه سختی متغیر تقابلی (aVSA) در این پایان نامه دستگاهی که مورد مطالعه خواهد بود شامل دو موتور محرکه که به طور موازی کار میکنند و به صورت تقابلی ساده به یک لینک متحرک از طریق بخش انتقال قدرت غیر خطی اتصال دارند، میباشد.

در شکل ۲-۳ طرح کلی از مدل محرکه با سختی متغیر در چیدمان تقابلی نشان داده شده است.



شکل (۲–۳) طرح کلی از مفصل aVSA [۴۱]

اگرچه چیدمان های مختلفی ممکن میباشد، در این پایان نامه تنها نوع توافقی/ تقابلی

ساده' آن بررسی می گردد.

در صورت تحققپذیری، غیرخطی بودن مشخصه تغییر شکل/ گشتاور بخش انتقال قدرت یا استفاده از فنرهای غیرخطی (درجه سه یا نمایی) یا چیدمان فنرهای خطی در یک مکانیزم سینماتیکی غیرخطی نتیجه می گردد. دو واحد موتور – گیربکس با دو سری معادلات شبیه به هم به فرم معادلات ۲ – ۳، که هر واحد موتور – گیربکس دارای تغییر شکل ($\phi_i = q - \theta_i$) برای i=1,2 می باشند. بنابراین روابط در یا ما دینامیکی یک *VSA* تقابلی به شکل زیر هست:

$$M\ddot{q} + D_q \dot{q} + \tau_{e,t}(\phi) + g(q) = \tau_{ext} \tag{A-T}$$

$$B_i \ddot{\theta}_i + D_{\theta,i} \dot{\theta}_i - \tau_{e,i}(\phi_i) = \tau_i \quad , \qquad i = 1,2 \tag{(9-7)}$$

در این مورد، گشتاور انعطاف پذیری منتقل شده به لینک متحرک و سختی کل دستگاه به صورت زیر داده می شود.

$$\tau_{e,t}(\phi) = \tau_{e,1}(\phi_1) + \tau_{e,2}(\phi_2) \tag{1.1}$$

$$\sigma_t(\phi) = \sigma_1(\phi_1) + \sigma_2(\phi_2) \tag{11-1}$$

بطوری که:

$$\sigma_i(\phi_i) = \frac{\partial \tau_{e,i}(\phi_i)}{\partial \phi_i} > 0 \quad , \quad i = 1,2 \tag{11-1}$$

سختیهای موضعی^۲ دو بخش انتقال قدرت هستند و $(\phi_1, \phi_2) = \phi$. بایستی به تفکیک پذیری معادلات ۲-۱۰ و ۲-۱۱ توجه داشت، در حالی که به طور کلی $\phi_2 \neq \phi$ میباشد. علاوه بر این اکثر اوقات، دو واحد موتور - گیربکس، یکسان هستند (کاملاً متقارن)؛ اگرچه آخرین پیشرفتها میتوانند به حالت کلی اضافه شوند. [۴۱]

Agonistic/antagonistic – simple

² Local Stiffnesses

مدل aVSA می تواند برای VSA-II ، VSA ، DECMMA ، PDAU و VSJ و VSJ بکار رود. [۵]

۲-۴-۲ اهمیت بخش انتقال قدرت غیرخطی

در VSA های تقابلی اصلی هست که حداقل یکی از دو بخش انتقال قدرت بایستی غیرخطی باشد. این نیاز میتواند به طور ساده نشان داده شود. دو بخش انتقال قدرت خطی در معادله ۲-۹ را به ترتیب با گشتاور انعطاف پذیری به صورت زیر در نظر بگیرید.

 $au_{e,1}(\phi_1) = K_1\phi_1$, $au_{e,2}(\phi_2) = K_2\phi_2$ که K_1 و K_2 ثابت الاستیک دو بخش انتقال قدرت الاستیک میباشد. گشتاور انعطاف پذیری کل، در معادله ۲–۱۰ معین شده است.

$$au_{e,t}(\phi) = K_1 \phi_1 + K_2 \phi_2$$
و سختی مجموع با استفادہ از معادلہ ۲–۱۲ و ۲–۱۱ استخراج میگردد. $\sigma_t(\phi) = K_1 + K_2$

رابطه بالا یک سختی کل ثابت را نتیجه میدهد، که تابعی از تغییر شکل بخش انتقال قدرت نیست. به عبارت دیگر آن نمیتواند تغییر کند. پس نتیجه میشود که یک VSA تقابلی با بخشهای انتقال قدرت خطی یک دستگاه سختی متغیر نیست.

۲–۵– بررسی انواع متداول از موتورها و امکان استفاده آنها در محرکه سختی متغیر موتور به عنوان محرک و راهانداز اصلی محرکه الاستیک، اهمیت ویژهای دارد. همان طور که بررسی شد محرکه سختی متغیر تقابلی از دو موتور الکتریکی مجزا تشکیل شده که در بالا و پایین آن به صورت موازی با یکدیگر قرار گرفتهاند. مزیت این چیدمان این است که اگر جهت چرخش موتورها همسو شود، گشتاور برآیند محرکه الاستیک برابر با مجموع گشتاورهای خروجی هر دو موتور می شود و در نتیجه می توان از موتورهای کوچکتری استفاده کرد.

برای انتخاب نوع موتور باید در نظر داشت که به طور کلی چهار نوع موتور الکتریکی در بین

سیستم های تحریک مکاترونیکی رایج است. هر کدام از این موتورها بسته به کاربرد، مزایا و معایب خود را دارند.

- موتور DC که با جریان برق مستقیم کار می کند.
- موتور AC که با جریان برق متناوب کار می کند.
- سروو موتور که با سیگنالهای دیجیتال کار میکند.
- موتور پلهای که با سیگنالهای مدولاسیون عرض پالس یا PWM کار می کند. موتورهای DC دور بالایی را تأمین می کنند و قیمت مناسبی دارند ولی نسبت به ابعاد خود گشتاور کمی تولید می کنند. در صورتی که برای افزایش گشتاور از گیربکس استفاده گردد، وزن موتور افزایش می یابد. ایراد موتور DC عدم امکان کنترل دقیق سرعت و موقعیت موتور است. در نتیجه، این نوع موتور انتخاب نشد.

موتورهای AC گشتاور بالاتری را تولید مینمایند. عیب این موتورها سنگین بودن و عدم دقت بالای آنها میباشد. این موتورها عموماً کاربرد صنعتی دارند و معمولاً در مدارهای با مصرف انرژی زیاد مورد استفاده قرار می گیرند و جریان بالاتری جهت راهاندازی نیاز دارند. موتورهای AC از مکانیسم کنترلی تقریباً پیچیدهای برخوردارند. در نتیجه این نوع موتور نیز برای مفصل الاستیک سختی متغیر استفاده نشد.

سروو موتورها دارای پاسخ زمانی بسیار بالا و توانایی کنترل موقعیت با دقت بالا میباشند و برای کاربردهای با گشتاور و سرعت بالا مناسب میباشند. امکان کنترل مشخصه های گشتاور، موقعیت و سرعت بصورت مجزا و تأمین گشتاور مناسب در سرعتهای پایین از دیگر مزایای این موتورها است. ایراد این موتورها قیمت بالای آنها، راهاندازی و کنترل نسبتاً پیچیده این موتورها میباشد. به همین دلایل از این نوع موتورها استفاده نگردید.

استپ موتور یا استپر موتور یا موتور پلهای، موتورهای سنکرونیاند که با داشتن قطبهای دندانهای در روتور خود در هر گردش کامل استپها یا پلههایی با زاویه مشخص طی میکنند. به عبارت دیگر یک استپ موتور وسیلهای الکتریکی است که چرخش زاویهای گسسته یا پلهای دارد و هر پالس فرستاده شده به موتور سبب حرکت محور موتور تا زاویهای معین می شود که این زاویه، زاویه استپینگ (Stepping Angle) نامیده می شود. مشخصه بارز استپ موتورها عدم نیاز به فیدبک سنسورهای موقعیت یا سرعت برای کنترل موقعیت و یا سرعت موتور می باشند یا به تعبیری دیگر این موتورها حلقه باز یا Open Loop هستند. کاربرد اصلی این موتورها در کنترل موقعیت با دقت خوب است. موتورهای پلهای به سه دسته کلی تقسیم می گردند:

۱- موتور پلهای رلوکتانس متغیر یا Permanent Magnet Step Motor
۲- موتور پلهای آهنربای دائمی یا Permanent Magnet Step Motor
۳- موتور پلهای آهنربای دائمی یا Hybrid Step Motor
۳- موتور پلهای مختلط (هیبرید) یا Teppid Step Motor
۳- موتور پلهای موتورها کمتر از سه نوع قبلی است، اما نسبت به گشتاور تولیدی حجم کمی دارند.
عیب این موتورها عدم توانایی ایجاد سرعتهای بالا و عدم امکان تولید این موتورها در گشتاورهای بالا میباید. از آنجایی که کنترل موقعیت در مفصل الاستیک با سختی متغیر از اهمیت بالایی برخوردار است و برای راهاندازی آن به گشتاور بالایی نیاز نمیباشد و هنگام عملکرد مفصل به سرعتهای دورانی خوران خیلی بالایی نمی دارند.

۲-۵-۱ بررسی انواع موتورهای پلهای و روابط حاکم برآنها

موتور پلهای رلوکتانس متغیر (VR)

در میان انواع موتورهای پلهای سادهترین ساختار را دارد و از روتوری با جنس آهن نرم دندانهای و یک استاتور سیم پیچها، قطبهای دندانهای استاتور سیم پیچها، قطبهای دندانهای استاتور سیم پیچها، قطبهای دندانهای به ترتیب خاصیت مغناطیسی پیدا میکنند. این نوع ساختار برای کاربردهای غیر صنعتی که نیاز به گشتاور موتور با درجه بالا ندارند مناسب است. شکل ۲-۴ طرح کلی موتور پلهای رلوکتانس متغیر را نشان میدهد.



شکل (۲-۴) طرح کلی موتور پلهای رلوکتانس متغیر

موتور پلهای آهنربای دائمی (PM)

این نوع از موتور پلهای با استفاده از آهنربای دائمی در رتور و جاذبه و دافعه با سیمپیچ استاتور کار میکند و از قیمت و رزولوشن یا زاویه گردشی کمی برخوردار است (به طور معمول بین ۷/۵ تا ۱۵ درجه یا ۴۸ تا ۲۴ استپ). در این مدل دیگر روتور دندانهای نیست (شکل ۲–۵). همچنین این نمونه استپر موتور خصوصیات گشتاوری بهتری نسبت به استپر موتور رلوکتانس متغیر از خود نشان میدهد.



شکل (۲-۵) طرح کلی موتور پلهای آهنربای دائمی

• مــوتــور پلهای مـختـلط (هـيبريـد)

نسبت به دو مدل قبل کامل تر و گران تر می باشد و می تواند از ۳/۶ تا ۰/۹ درجه یا ۱۰۰ تا ۴۰۰ استپ در هر دور دقت داشته باشد. این مدل بهترین خواص استپ موتور رلوکتانسی و آهن ربای دائمی را دارد، یعنی دندانه دار شبیه به مدل رلوکتانسی و خاصیت مغناطیسی محوری و متمرکز حول شفت نظیر مدل آهن ربای دائمی، که باعث برخور داری از گشتاور نگه دارنده و حرکت دهندهٔ با خواص بهتر نسبت به دو استپ موتور دیگر میشود. شکل ۲-۶ طرح کلی موتور پلهای هیبرید را نشان میدهد.



شکل (۲-۶) طرح کلی موتور پلهای مختلط (هیبرید)

هنگامی که موتور پلهای کارکرد مداوم در سرعتهای پایین دارد، تفاوتی میان موتورهای پلهای رلوکتانس متغیر و آهنربای دائم نیست (موتور پلهای هیبرید نوع خاصی از موتور پلهای آهنربای دائم میباشد). اما در شرایط گذرا، مشخصات گشتاور این دو نوع موتور به طور قابل ملاحظهای متفاوت است. گشتاور در یک موتور پلهای آهن ربای دائم تقریباً بطور خطی با مقدار جریان فاز تغییر می کند. گشتاور در یک موتور پلهای رلوکتانس متغیر تقریباً با رابطه درجه دو با مقدار جریان فاز تغییر می کند. هنگامی که موتور پلهای کارکرد حالت دائم در سرعتهای پایین دارد، گشتاور مغناطیسی میتواند به

$$T = T_{max} sin(n_r \theta) \tag{17-7}$$

زاویه θ موقعیت زاویه ای روتور می باشد که از موقعیت دندانه که در حال حاضر فاز آن تحریک شده است، اندازه گیری شده است. آن موقعیت نسبی روتور را در طول هر پله می دهد. موقعیت مطلق با اضافه کردن θ به زاویه مطلق روتور در هنگام نزدیک شدن به موقعیت دنده بدست می آید. n_r تعداد دنداده های روتور و تعدی می باشد.



شکل (۲-۷) نمودار گشتاور مغناطیسی موتور پلهای بر حسب زاویه نسبی روتور [۴۲]

شکل ۲-۷ نمودار گشتاور مغناطیسی موتور پلهای را بر حسب زاویه نسبی موتور نشان میدهد. معادله مکانیکی حرکت موتور با توجه به مدل دیاگرام آزاد نیروی موتور پلهای که در شکل ۲-۸ نشان داده شده است، به صورت زیر داده می شود:

 $T - T_L - T_b(\theta, \dot{\theta}) = J \ddot{\theta} \tag{11-1}$



که در رابطه ۲-۱۴ پارامترها به صورت زیر تعریف می گردند.

- J اینرسی روتور
- ف T_L \bullet گشتاور بار وارده بر روی روتور
- T_b گشتاور ناشی از اصطکاک ویسکوز

ف T گشتاور مغناطیسی موتور

در حالت عملکرد گذرا و سرعت بالای یک موتور پلهای، بسیاری از مقادیری که ثابت فرض شده بودند با زمان تغییر میکنند همانطور که موقعیت روتور تغییر میکند. به خصوص، برای ولتاژ تغذیه داده شده به یک سیم پیچی فاز، جریان فاز وابسته ثابت نخواهد بود. از این گذشته، اندوکتانس[٬] L در مدار فاز با موقعیت روتور تغییر خواهد کرد. همچنین یک نیروی محرکه برگشتی[٬] میتواند القاء شده باشد در مدار فاز، به این دلیل که شار مغناطیسی به دلیل سرعت چرخش روتور تغییر میکند. یک مدل دینامیکی بهبود یافته برای نشان دادن رفتار یک موتور پلهای زیر شرایط گذرا و سرعت بالا مورد نیاز خواهد بود. یک مدار معادل تقریبی برای یک فاز موتور پلهای (بدون در نظر گرفتن اثر القای متقابل)



$$V_p = Ri_p + L\frac{di_p}{dt} + V_b \tag{12-7}$$

$$V_b = V_{Emf} = k_b \dot{\phi}_{m_i} sin(n_r \theta) \tag{19-1}$$

 $\dot{\phi}_{m_i}$ سرعت زاویـهای روتـور مـیباشـد. از آنجـایی کـه θ در یـک پلـه معمـولی منفـی هسـت (از $\theta = -\Delta \theta$ تـا $\theta = -\Delta$)، V_b برای سرعت زاویـهای مثبـت، مثبـت مـیباشـد. خـود القـایی بـا موقعیـت روتـور θ تغییـر مـیکنـد و بـا توجـه بـه گـام دندانـه نوسـانی هست:

¹ Inductance

² Back-electro motive force(Emf)

$$L = L_0 + L_a \cos(n_r \theta) \tag{14-7}$$

مدل کنونی برای هر دو نوع موتورهای پلهای PM و VR معتبر میباشد. اما معادله گشتاور به نوع موتور پلهای وابسته خواهد بود. [۴۲]

PM - ۵-۲ - رابطه گشتاور برای موتورهای پله ای

در یک موتور پلهای مغناطیس دائم، شار مغناطیسی توسط هر دوی جریان فاز i_p و روتور مغناطیسی توسط می دوی جریان فاز i_p و روتور مغناطیسی تولید می شود. شار از سمت روتور مغناطیسی ثابت هست، اما ارتباط آن با سیم پیچی فاز توسط موقعیت روتور heta تنظیم خواهد شد.

[۴۲] میباشد. PM میباشد. k_m میباشد. i_p

$$T = k_m i_p \sin(n_r \theta) \tag{1A-T}$$

VR رابطه گشتاور برای موتورهای پلهای VR

در یک موتور پلهای رلوکتانس متغیر، روتور مغناطیسی نمیشود، بنابراین هیچ تولید شار مغناطیسی از سوی روتور وجود ندارد. شار تولید شده توسط جریان فاز i_p با سیمپیچیهای فاز ارتباط دارد. هـر چند خطوط شار با حرکت موتور پلهای VR تنظیم میشود.

- k_r ثابت گشتاور موتور پلهای VR میباشد.
- (۴۲] در موتور پلهای VR گشتاور به جریان فاز i_p به شیوه درجه دوم وابسته است. ullet

$$T = k_r i_p^2 sin(n_r \theta) \tag{19-T}$$

۲-۶- مدل سازی محرکه با سختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود

در شکل ۲-۱۰ مدل طراحی شده با رایانه محرکه با سختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود نشان داده شده است. به منظور فهم بهتر مدلسازی دو مکانیزم از سه مکانیزم چهار میلهای نشان داده نشدهاند.



شکل (۲-۱۰) مدل ترسیم شده به کمک نرمافزار SolidWorks مفصل سختی متغیر دانشگاه شاهرود

مدل کلی اتصالبندی به یکی از لغزندهها در شکل ۲–۱۱ نشان داده شده است. لینک a و d به هر دو محرکه متصل هستند.



شکل (۲-۱۱) طرح کلی مکانیزم چهار میله ای مفصل با سختی متغیر [۱]

اصول فیزیکی حاکم بر سیستمهای الکترومکانیکی به شکل زیر میباشد. جعبه دنده با نسبت تبدیل γ وسیلهای برای کاهش دور موتور و افزایش گشتاور آن است. در حالت ایدهآل:

$$\begin{cases} \frac{\omega_{m_1} \quad 1}{\omega_1 \quad a_2} = \gamma \quad or \quad \gamma = \frac{\phi_{m_1} \quad 1}{\phi_1 \quad a_2} = \frac{\phi_{m_1} \quad 1}{\phi_1 \quad a_2} \\ \frac{\omega_{m_2} \quad 2}{\omega_2 \quad a_2 \quad b_2} = \gamma \quad or \quad \gamma = \frac{\phi_{m_2} \quad 2}{\phi_2 \quad a_2 \quad b_2} \\ \frac{\omega_{m_2} \quad 2}{\phi_2 \quad a_2 \quad b_2} = \gamma \quad or \quad \gamma = \frac{\phi_{m_2} \quad 2}{\phi_2 \quad b_2 \quad b_2} \\ \frac{\phi_2 \quad b_2 \quad$$

در صورتی که گشتاورهای تلفات و اصطکاک در جعبه دندهها وجود نداشته باشد:

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{T_{m_i}}{T_i} \quad , \qquad i = 1,2 \tag{(Y)-Y}$$

با توجه به این که موتورهای پلهای هیبرید بهترین خواص استپ موتور رلوکتانسی و آهنربای دائمی T_{m_i} را دارد، از موتورهای پلهای هیبرید در این محرکه استفاده شد. گشتاور تولید شده توسط موتورها در موتورهای پلهای هیبرید همان گونه که قبلاً اشاره شد برابر است با:

$$T_{m_i} = k_m i_p \sin\left(n_r \theta + \theta_{0_j}\right) \tag{(Y-Y)}$$

در رابطه بالا $heta_{0_j}$ موقعیت سیمپیچ j ام در استاتور میباشد که با اضافه کردن heta به این زاویه، موقعیت مطلق یعنی ϕ_{m_i} بدست میآید.

نیروی محرکه بازگشتی متناسب با سرعت و موقعیت روتور موتورها میباشد.

$$V_b = V_{Emf} = k_b \dot{\phi}_{m_i} sin\left(n_r \theta + \theta_{0_j}\right) \tag{(YW-Y)}$$

در صورتی که از واحدهای SI استفاده شود k_m برابر k_b و دو رابط ه ف وق با یک ضریب K_m قاب ل نمایش می باشند. ممان اینرسی موتور نیز B_m فرض می شود. جریان در سیم پیچه اتابعی از ولت اژ تغذیه V_p و مشخصات سیم پیچها می باشد. یک رابطه عمومی میان V_p و i_p به صورت زیر داده می شود:

$$V_p = V_{Emf} + Ri_p + L\frac{di_p}{dt} \tag{(YF-Y)}$$

که در آن

$$L = L_0 + L_a \cos(n_r \theta + \theta_{0_i}) \tag{7\Delta-T}$$

با جایگذاری معادلات ۲-۲۳ و ۲-۲۵ در معادله ۲-۲۴ رابطه کلی میان V_{p_i} و i_{p_i} برای هر یک از موتورهای پلهای به صورت زیر بدست میآید:

$$V_{p_i} = K_m \dot{\phi}_{m_i} sin\left(n_r \theta + \theta_{0_j}\right) + R_i i_{p_i} + \left(L_{0_i} + L_{a_i} cos\left(n_r \theta + \theta_{0_j}\right)\right) \frac{di_{p_i}}{dt} \qquad (\Upsilon \mathcal{F} - \Upsilon)$$

$$\left(L_{0_{i}}+L_{a_{i}}\cos\left(n_{r}\theta+\theta_{0_{j}}\right)\right)\frac{di_{p_{i}}}{dt}=V_{p_{i}}-K_{m}\dot{\phi}_{m_{i}}\sin\left(n_{r}\theta+\theta_{0_{j}}\right)-R_{i}i_{p_{i}} \quad (\Upsilon -\Upsilon)$$

ف رض م ی شود ک ه پارامترهای م دل R ، L_0 ، R و K_m شناخته شده باشند (ب ه طور تجربی یا از روی برگه مشخصات تولیدکننده). با اعمال قانون اویلر برای حرکتهای زاویهای در سمت موتورها:

$$B_{m_i}\ddot{\phi}_{m_i} + D_{\phi_i}\dot{\phi}_{m_i} = T_{m_i} - T_{e_i} \tag{(YA-Y)}$$

که در آن T_{e_i} گشتاور منتقل شده از طرف موتور به سمت مفصل الاستیک میباشد. در واقع گشتاور اینرسی حرکتی موتور $D_{\phi_i}\dot{\phi}_{m_i}$ و گشتاور اصطکاک ویسکوز $D_{\phi_i}\dot{\phi}_{m_i}$ از میزان گشتاور تولیدی موتور $T_{m_i} = k_m i_p sin \left(n_r \theta + \theta_{0_j} \right)$

$$T_{e_{i}} = -B_{m_{i}}\ddot{\phi}_{m_{i}} - D_{\phi_{i}}\dot{\phi}_{m_{i}} + T_{m_{i}}$$
(۲۹-۲)

مطابق با شکلهای ۲-۱۲ و ۲-۱۳ قانون اویلر برای آن بخش از مفصل که با گیربکس ارتباط دارد، به شکل زیر است.

$$B_{g_i}\ddot{\phi}_i + D_{q_i}\dot{\phi}_i = \gamma T_{e_i} - \sigma(\xi_1) \left(q - \frac{\phi_{m_1} + \phi_{m_2}}{2\gamma}\right) \tag{(4.17)}$$

که در رابط ۲ – ۳۰، q موقعیت زاویه ای محور مفصل و $\sigma(\xi_1)$ تابع وارون پذیر سختی مفصل برای $\frac{\pi}{2} > 0$ می باشد که رابط آن در ادامه فصل بدست می آید. با قرار دادن معادل معادل -7 در معادله ۲ – ۳۰:

$$B_{g_i}\ddot{\phi}_i + D_{q_i}\dot{\phi}_i = \gamma T_{m_i} - \gamma B_{m_i}\ddot{\phi}_{m_i} - \gamma D_{\phi_i}\dot{\phi}_{m_i} - \sigma(\xi_1)\left(q - \frac{\phi_{m_1} + \phi_{m_2}}{2\gamma}\right) \tag{(Y1-Y)}$$



شکل (۲-۱۲) دیاگرام آزاد مفصل سختی متغیر تقابلی



شکل (۲–۱۳) دیاگرام جنبشی مفصل سختی متغیر تقابلی

با توجه به اثر جعبه دنده: ($\dot{\phi}_{m_i}=\gamma\dot{\phi}_i$) رابطه ۲-۳۱ به شکل زیر در میآید.

$$\left(B_{g_i} + \gamma^2 B_{m_i} \right) \ddot{\phi}_i + \left(D_{q_i} + \gamma^2 D_{\phi_i} \right) \dot{\phi}_i = \gamma T_{m_i} - \sigma(\xi_1) \left(q - \frac{\phi_1 + \phi_2}{2} \right)$$
 (rr-r)

در نهایت با جایگذاری رابطه ۲-۲۲ در رابطه ۲-۳۲ معادله دینامیکی آن بخشهایی از مفصل که با گیربکسها ارتباط دارد بدست میآید.

$$(B_{g_i} + \gamma^2 B_{m_i}) \ddot{\phi}_i + (D_{q_i} + \gamma^2 D_{\phi_i}) \dot{\phi}_i = \gamma k_m i_p \sin\left(n_r \theta + \theta_{0_j}\right) - \sigma(\xi_1) \left(q - \frac{\phi_1 + \phi_2}{2}\right) \quad (\Upsilon \Upsilon - \Upsilon)$$

همچنین با توجه به اثر جعبه دنده: (
$$\dot{\phi}_{m_i}=\gamma\dot{\phi}_i$$
) رابطه ۲۲-۲ به شکل زیر در میآید.

$$\left(L_{0_{i}}+L_{a_{i}}\cos\left(n_{r}\theta+\theta_{0_{j}}\right)\right)\frac{di_{p_{i}}}{dt}=V_{p_{i}}-\gamma K_{m}\dot{\phi}_{i}\sin\left(n_{r}\theta+\theta_{0_{j}}\right)-R_{i}i_{p_{i}}\quad(\Upsilon \leftarrow \Upsilon)$$

قانون اویلر را برای محور مفصل الاستیک با سختی متغیر هم استفاده میگردد.

$$M\ddot{q} + D_q\dot{q} + \sigma(\xi_1)\left(q - \frac{\phi_1 + \phi_2}{2}\right) + g(q) + \tau_{ext} = 0 \tag{and}$$

برای محور مفصل بدون اثر نیروی جاذبه رابطه ۲-۳۵ به صورت زیر در میآید.

$$M\ddot{q} + D_q\dot{q} + \sigma(\xi_1)\left(q - \frac{\phi_1 + \phi_2}{2}\right) + \tau_{ext} = 0 \qquad (\Upsilon \mathcal{F} - \Upsilon)$$

به منظور حل معادلات فوق بایستی تابع سختی در معادلات فوق، مشخص گردد که در ادامه به آن پرداخته می شود.



شکل (۲–۱۴) محور با سه فنر مساوی متصل شده است. لغزندهها در طول فنرها با غلتکهای داخل لغزندهها حرکت میکنند.

طول مؤثر هر فنر توسط موقعیت لغزنده در جهت شعاعی تعیین می گردد. بالا و پایین هر لغزنده با دو لینک نگه داشته شده است که «لینکهای خروجی» زنجیره چهار میلهای گفته می شود. لینکی که به هر عملگر متصل می شود «لینک ورودی» گفته می شود. لینکهای ورودی به شکل قاب دایروی طراحی شدهاند، که به چرخدنده های عملگرها متصل می باشند (شکل ۲–۱۵).



شکل (۲–۱۵) لینک ورودی به محرکهها اتصال دارد و حول محور می چرخد. لغزندهها به لینک خروجی اتصال دارند که انتهایش به لینک ورودی متصل است. فنرها به محور مفصل متصل هستند آن چنان که اگر لغزندهها بچرخند، محور می چرخد.

زنجیره چهار میلهای حرکت چرخشی را به حرکت انتقالی تبدیل میکند و موقعیت لغزنده را مشخص میکند. تا زمانی که موقعیت نسبی عملگرها تغییر نکند، طول مؤثر فنرها نامتغیر باقی میماند. پس VSJ بصورت یک عملگر با نرمی ثابت که بطور سری متصل شده است رفتار میکند. شکل ۲-۱۶ یک مفصل VSJ مونتاژ شده را نشان میدهد.



شکل (۲–۱۶) VSJ مونتاژ شده با ۳ فنر. راهنما از چرخیدن لغزندهها بر اثر گشتاور ورودی جلوگیری می کند. سختی هر فنر با استفاده از موقعیت لغزنده و ابعاد فنر محاسبه می شود (شـکل ۲–۱۷). هنگامی کـه غلتکها بر روی فنر تخت می غلتند، طول مؤثر فنر تغییر می کند، که فاصله میان محور و غلتکها می باشد. تغییر در طول مؤثر فنر، تغییر در سختی را نتیجه می دهد.



شکل (۲-۱۷) طرح کلی فنر تخت i ام با غلتکها [۱]

قطر محور و l فاصله هر لغزنده تا محور میباشد. هنگامی که یک گشتاور خارجی به D

لغزنده از طرف محور مفصل اعمال شود، فنرها به علت گشتاور و جابجایی زاویهای محور مفصل خم میشوند. اگر dF_i نیروی اعمال شده به لغزنده *i* ام در اثر اعمال گشتاور خارجی باشد، آنگاه نیرو به صورت زیر داده میشود.

$$dF_i = \frac{\sigma_i d\theta}{(l + \frac{D}{2})} \qquad i = 1, \dots, N \qquad (\forall \forall - \forall)$$

که σ_i سختی پیچشی هر فنر، dF_i نیرو در هر لغزنده در اثر گشتاور، و $d\theta$ جابجایی زاویهای محور می اشد. به دلیل اتصال همه فنرها به محور اصلی و یکسان بودن موقعیت لغزندهها، میزان خمش برای هر فنر یکسان است. پس جابجایی هر لغزنده در راستای زاویهای تقریباً به صورت زیر میباشد.

$$d\delta = (l + \frac{D}{2})d\theta \qquad (\forall \lambda - \forall)$$

طول فنر i ام، w_i عرض فنر و t_i ضخامت فنر میباشد. پس با در نظر گرفتن روابط مربوط به L_0^i مقاومت مصالح از مرجع [43]، نیرو در هر لغزنده به صورت زیر بدست میآید.

$$dF_i = \frac{E_i w_i t_i^3}{4l^3} d\delta \tag{(4.1)}$$

که E_i مدول یانگ هر فنر میباشد. بنابراین با توجه به روابط بالا سختی مفصل به صورت زیر محاسبه می مدول یانگ هر فنر می اشد. می شود.

$$\sigma_{i} = \left(l + \frac{D}{2}\right) \frac{dF_{i}}{d\theta} = \left(l + \frac{D}{2}\right)^{2} \frac{E_{i}w_{i}t_{i}^{3}}{4l^{3}}$$
(۴۰-۲)
سختی کل مفصل با فرمول زیر بدست میآید. [۱]

$$\sigma = \sum_{i=1}^{N} \sigma_i = \sum_{i=1}^{N} \left(l + \frac{D}{2} \right)^2 \frac{E_i w_i t_i^3}{4l^3}$$
(4)-7)

 E_i با توجه به رابطه ۲–۴۱ ملاحظه می گردد که سختی پیچشی مفصل الاستیک با مدول الاستیسیته E_i و ابعاد فنر I_i و I_i به قطر محور اصلی مفصل D و تعداد فنرها N رابطه مستقیم دارد و سختی مفصل با افزایش مقدار آنها افزایش می یابد. همچنین از آنجایی که فاصله هر لغزنده تا محور I، با توان سوم با سختی پیچشی مقدار آنها افزایش می یابد. همچنین از آنجایی که فاصله هر لغزنده تا محور I، با توان سوم با مختی پیچشی مقدار آنها افزایش می یابد. همچنین از آنجایی که فاصله هر لغزنده تا محور I، با توان سوم با مختی پیچشی مقدار آنها افزایش می یابد. همچنین از آنجایی که فاصله هر لغزنده تا محور کمینه شود، سختی پیچشی مفصل الاستیک بیچشی معکوس دارد، لذا اگر فاصله هر لغزنده تا محور کمینه شود، سختی پیچشی مفصل الاستیک بیشینه می شود و در صورتی که فاصله هر لغزنده تا محور افزایش یابد، از سختی بیچشی مفصل الاستیک بیشینه می شود و مفصل الاستیک نرم می گردد. در این جا کورس حرکتی مکانیزم چهار میله یای بیش تر باشد، مفصل چهار میله ای حائز اهمیت می باشد و هرچه کورس حرکتی مکانیزم چهار میله یای بیش تر باشد، مفصل الاستیک به بازه نرمی – سختی بیش تری دست خواهد یافت. در بخش ۲ مله یاین میله مورد برسی و فرمول بندی قرار می گیرد.

۲-۸- محاسبه تابع تغییر سختی محرکه با سختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود به منظور تغییر سختی، تغییر محل لغزنده در راستای شعاعی، لازم است. موقعیت لغزنده ها توسط تغییر موقعیت نسبی دو لینک ورودی اتصال چهار میله ای تغییر می کند. همه مفصل های سیستم چهار میله ای مفصل های کاملاً دورانی هستند. به منظور فهم بهتر، مدل کلی اتصال بندی به یکی از لغزنده ها که در شکل ۲-۱۱ نشان داده شده بود مجدداً ارائه می گردد.



دو لینک خروجی که به یک لغزنده متصل هستند، طول یکسان دارنـد. دو لینـک دیگـر، لینـکهـای ورودی هستند و طول یکسان دارند. هر لینک ورودی، به یک محرک متصل است. نقطـه *O* در مرکـز

محور چرخشی قرار دارد. لینکهای ورودی، به ترتیب با a و b نشان داده شدهاند. لینکهای خروجی با d و z مشخص شدهاند. r_1 ، طول لینکهای a و d است و r_2 طول لینک d و c است. r_1 زاویه بین d و z مشخص شده است که: لینک a و d است سپس فاصله لغزنده تا نقطه O با r مشخص شده است که:

$$r = r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1}$$
 (FT-T)

که در رابطه بالا، 0 < r، و $\frac{\pi}{2} > 1$, $\xi = 2$ میباشد. نکتهای که بایستی به آن توجه گردد، انتخاب مقدار $r_1 = r_2 = r_1$ مقدار زیر رادیکال در رابط ۲-۴۲ معدار $r_1 = r_2 = r_1$ مقدار زیر رادیکال در رابط ۲-۴۲ منفی می گردد که نشان گر عدم عملکرد صحیح مکانیزم چهار میلهای و تغییر سختی مفصل الاستیک منفی می گردد که نشان گر عدم عملکرد صحیح مکانیزم چهار میلهای و تغییر سختی مفصل الاستیک میباشد. همچنین در طراحی مکانیزم چهار میلهای بایستی توجه شود که اگر $\frac{\pi}{2} = 1$, گردد، آن گاه میباشد. همچنین در طراحی مکانیزم چهار میلهای بایستی توجه شود که اگر $\frac{\pi}{2} = 1$, گردد، آن گاه میباشد. همچنین در طراحی مکانیزم چهار میلهای بایستی توجه شود که اگر $\frac{\pi}{2} = 1$, گردد، آن گاه باید لغزنده به بازوی نگهدارنده فنرها تکیه کند و مقدار r با مقدار فاصله از مرکز محور مفصل تا طول باید لغزنده به بازوی نگهدارنده فنرها تکیه کند و مقدار r با مقدار فاصله از مرکز محور مفصل تا طول میلوی نگهدارنده فنرها برابر گردد، تا مکانیزم چهار میلهای بتواند به مقدار کمینه از طول فنرها برسد و مفصل تا طول مفصل کاملاً صلب و سختی بیشینه شود. مقدار طول اصلی فنرها را نیز میتوان در حالی که r_1 میباشد از رابطه ۲-۴۲ بدست آورد. مسائل فوق الذکر در فصل سوم به صورت عددی بحث و بررسی می گردد.

از آنجا کـه لینـکهـای داخلـی دور محـور مـیچرخنـد، فاصـله تـا لغزنـده مـیشـود
$$rac{D}{2}+r=l+rac{D}{2}$$

(شکل ۲–۱۷). سختی پیچشی از رابطه ۲–۴۱ و ۲–۴۲ محاسبه میشود.

$$\sigma(\xi_1) = \frac{\left(r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1}\right)^2}{\left(r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1} - \frac{D}{2}\right)^3} \sum_{i=1}^N \frac{E_i w_i t_i^3}{4}$$
(47-7)

در اینجا $\sigma(\xi_1)$ تابع وارونپذیر سختی مفصل برای $rac{\pi}{2} < \xi_1 < 0$ میباشد. توجه شود کـه ξ_1 افـزایش یابد، طول مؤثر فنرها کمینه میشود. سپس VSJ یک مفصل صلب میشود. و ϕ_2 موقعیتهای هر محرک هستند. از آنجایی که لینکهای a و b به هر محرک متصل شدهاند ϕ_1

$$\xi_1 = \frac{\phi_1 - \phi_2}{2} \tag{(ff-f)}$$

از آنجا که سختی VSJ به طول مؤثر فنر تخت وابسته است، که طول مؤثر با مکان لغزنده در جهت شعاعی تعیین شده است؛ کنترل کردن موقعیت لغزنده در جهت شعاعی معادل با کنترل سختی می شود. معادله ۲-۴۲ نشان می دهد که مکان لغزنده در جهت شعاعی، تابع زاویه نسبی بین محرکها هست، که ₁۶۶ در شکل ۲-۱۱ مشخص شده است. مکان لغزنده در جهت زاویهای، موقعیت استراحت فنر است. از آنجایی که سیستم اتصال چهار میلهای بالا و پایین متقارن هستند، موقعیت استراحت لغزنده به صورت زیر داده می شود: [۱]

$$\xi_2 = \frac{\phi_1 + \phi_2}{2} \tag{fa-t}$$

۲-۹- معادلات دینامیکی نهایی محرکه با سختی متغیر تقابلی دانشگاه شاهرود با اعمال روابط سختی

معادله دینامیکی آن بخشهایی از مفصل که با گیربکسها ارتباط دارد به صورت زیر میباشد.

$$\left(B_{g_{i}} + \gamma^{2} B_{m_{i}}\right) \ddot{\phi}_{i} + \left(D_{q_{i}} + \gamma^{2} D_{\phi_{i}}\right) \dot{\phi}_{i} = \gamma k_{m_{i}} i_{p_{i}} sin\left(n_{r}\theta + \theta_{0_{j}}\right) - \left(\frac{\left(r_{1} cos \xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2} sin^{2} \xi_{1}}\right)^{2}}{\left(r_{1} cos \xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2} sin^{2} \xi_{1}} - \frac{D}{2}\right)^{3}} \sum_{i=1}^{N} \frac{E_{i} w_{i} t_{i}^{3}}{4} \right) \left(q - \frac{\phi_{1} + \phi_{2}}{2}\right) \left(\mathbf{F} \mathbf{F} - \mathbf{Y}\right)$$

برای محور مفصل بدون اثر نیروی جاذبه رابطه ۲-۳۶ به شکل زیر در میآید.

$$M\ddot{q} + D_{q}\dot{q} + \left(\frac{\left(r_{1}\cos\xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}\sin^{2}\xi_{1}}\right)^{2}}{\left(r_{1}\cos\xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}\sin^{2}\xi_{1}} - \frac{D}{2}\right)^{3}} \sum_{i=1}^{N} \frac{E_{i}w_{i}t_{i}^{3}}{4}\right)\left(q - \frac{\phi_{1} + \phi_{2}}{2}\right) + \tau_{ext} = 0 \qquad (\$V-\Upsilon)$$

فصل ۳: تحليل و تخمين سختى محركه الاستيك

۳–۱– مقدمه

دانستن و شناخت سختی یا نرمی یی بازوی رباتیک در نقطه انتهایی آن انعکاس مییابد که در موفق بودن تماس یا وظایف غیر تماسی بازوی رباتیک اهمیت نخست را دارد. در حقیقت، سختی بازوی رباتیک عموماً دقت مورد نیاز برای برآوردن نیروی فرمانداده شده و موقعیت مورد نظر را نشان میدهد. هنگامی که قاب ابزار بازوی رباتیک در اثر اعمال یک نیرو در امتداد یکی از درجات آزادی نقطه انتهایی آن بچرخد، اگر سختی دیده شده در نقطه انتهایی بازوی رباتیک مدل شود و دقیقاً شناسایی شود، آن گاه ممکن است تا خطاهای مواجههای و تماسی ناشی از نیروهای خارجی را جبران نمود. مدلی که همچنین ممکن است برای تولید سختی بازوی رباتیک استفاده شود، تعریف سختی نقطه انتهایی بازوی مواجههای و تماسی ناشی از نیروهای خارجی را جبران نمود. مدلی که همچنین ممکن است برای تولید سختی موصل و پیکرهبندی بازوی رباتیک ترسیم مینماید. مقادیر مهادیر رباتیک را به عنوان تابع سختی مفصل و پیکرهبندی بازوی رباتیک ترسیم مینماید. مقادیر سختی کمینه و بیشینه، که کمینه و بیشینه ترین مقدار ویژههای ماتریس سختی هستند و جهتهایشان، که بردار ویژههای متناظر آنها هستند میتوانند از پیش شناخته شده باشند.

بنابراین، مناسب ترین پیکره بندی برای انجام وظایف خاص می تواند انتخاب شود. [۴۴] برخی از تلاشها به سمت توسعه تکنیکهای تجربی برای استخراج مقادیر سختی مفصل از سیستم مونتاژ شده رفته است. دو تکنیک اساسی در تحقیقات گذشته مطرح شده است. روش اول متکی به سختی استاتیکی است و نیاز به اندازه گیری تغییر شکل در مکان مفصل با توجه به نیروی استاتیکی شناخته شده دارد. با این حال، نشان داده شده است که مقادیر سختی استاتیکی و دینامیکی ممکن است مطابقت نداشته باشد. [۴۵]

در این روش سختی استاتیکی که نوع پیچشی آن مد نظر میباشد σ_T به صورت نسبت گشتاور اعمالی به زاویه پیچش تعریف می گردد.

¹ Stiffness

² Compliance
$$\sigma_T = \frac{T}{\theta} \tag{1-7}$$

که T گشتاور اعمالی (Ib_fin یا Nm) و heta زاویه پیچش (deg) میباشد. سختی پیچشی به صورت $rac{Nm}{deg}$ یا $rac{Nm}{deg}$ بیان می گردد. [۴۶]

استراتژی دوم، شناسایی خواص مفصل بر اساس دادههای ارتعاشی اندازه گیری شده از یک مفصل مونتاژ شده میباشد، اما بسیاری از این تلاشها به استخراج خواص مستقیم مفصل و چند توصیف از اندازه گیری اجزای چرخشی ماتریس مفصل محدود شده است. [۴۵]

دادههای استاتیکی در داخل دادههای دینامیکی (در فرکانسی برابر صفر هرتز) موجود هستند. بنابراین مدل دینامیکی به عنوان نقطه شروع استفاده میشود و یک مجموعهای از نیروهایی که معادل نیروهای بکار رفته در تست استاتیکی هستند اعمال میشوند. سپس تغییر شکل و سختی میتوانند در یک مفهوم دینامیکی تعیین شوند. مقدار تابع سختی دینامیکی در صفر هرتز به منزله سختی استاتیکی مورد نیاز میباشد. [۴۷]

۳–۲– مراحل انجام آزمون استاتیکی بر روی نمونه اولیه مفصل الاستیک با سختی متغیر همان طور که در شکل ۳–۱ ملاحظه می گردد، به منظور اعمال گشتاور به محور مفصل انعطاف پذیر



شکل (۳–۱) سازه مربوط به مفصل الاستیک با سختی متغیر

ابتدا یک سازه که نقش پایه را برای نمونه اولیه مفصل الاستیک با سختی متغیر دارد، ساخته شد. آنگاه جهت اعمال گشتاور به محور مفصل یک پیچ به منظور قفل کردن مکانیزم چهار میلهای قرار داده شد (شکل ۳-۲).



شکل (۳-۲) پیچ لینک ورودی از مکانیزم چهارمیلهای مفصل الاستیک با سختی متغیر را قفل مینماید. برای اندازه گیری میزان دقیق چرخش محور مفصل الاستیک، از یک نرم افزار اندازه گیری زاویه دیجیتالی که از سنسور شتاب سنج گوشی همراه بهره میبرد، استفاده گردید. برای اندازه گیری دقیق، یک قاب چوبی هماندازه با گوشی همراه ساخته شد و با پیچ و مهره بر روی محور مفصل نصب گردید (شکل ۳-۳).



شکل (۳–۳) نرمافزار گوشی همراه که از شتابسنج دقیق گوشی بهره میبرد، چرخش محور مفصل الاستیک را اندازه گیری مینماید.

سپس با استفاده از یک ترکمتر دیجیتالی گشتاورهای مشخصی به محور مفصل اعمال گردید (شـکل

.(۴-۳



شکل (۳-۴) ترکمتر دیجیتالی میتواند گشتاورهای دقیقی را به محور مفصل الاستیک اعمال نماید. چون میزان سختی در طول مؤثرهای مختلف فنرها بایستی اندازه گیری می شد، همان طور که در شکل ۵-۳ نشان داده شده است، راهنمای لغزنده ها از پیچهای تمام رزوه انتخاب شد تا قبل از انجام هر آزمون ابتدا به کمک ابزار اندازه گیری کولیس طول مشخصی از فنرها اندازه گیری گردد و سپس لغزنده ها و غلتک ها به کمک مهره پیچهای راهنما در موقعیت خاصی از فنرها ثابت شود.



شکل (۳-۵) پیچهای راهنما با استفاده از مهره، لغزنده را روی طول مشخصی از فنر تخت ثابت نگه میدارد.

به منظور اندازه گیری میزان صحیح چرخش محور مفصل در هر فاصله لغزنده ها تا محور، آزمایش

چندین بار تکرار گردید تا دادههای اندازه گیری شده در هر بار نمونه گیری تقریباً یکسان شده و در صورتی که تنشهای باقیماندهای در فنر وجود داشته باشد طی انجام آزمایشهای متعدد خارج گردیده و فنرها رفتار واقعی خود را نشان دهند. در اندازه گیریها دقت گردید که پس از برداشتن گشتاور، محور به موقعیت تعادل صفر خود باز گردد.

در بخشهای بعدی نتایج بدست آمده از آزمونهای استاتیکی ارائه میگردد.

۳–۳– نتایج آزمون استاتیکی نمونه اولیه مفصل الاستیک و تحلیل و تخمین سختی آن شکل ۳–۶ نتایج آزمون استاتیکی عملی انجام گرفته بر روی مفصل الاستیک با سختی متغیر را در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور نشان میدهد. همان طور که در نمودارهای شکل ۳–۶ ملاحظه می گردد، با کاهش فاصله لغزندهها تا محور سختی مفصل افزایش مییابد.



شکل (۳-۶) نتایج آزمون عملی استاتیکی مفصل الاستیک در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور

نمودارهای سختی مفصل الاستیک در شکل ۳-۷ در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور و با استفاده از رابطه ۲-۴۱ که در فصل دوم محاسبه گردید، بدست آمدهاند.



شکل (۳–۷) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در فاصلههای مختلف لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱، در به منظور مقایسه بهتر نتایج عملی آزمون استاتیکی و نمودارهای بدست آمده از رابطه ۲–۴۱، در بخشهای بعدی هر یک از منحنیهای بدست آمده از دو روش فوق در یک شکل جداگانه بررسی می گردد.

۳-۳-۱- حالت بیشینه سختی

در این حالت لغزندهها کمترین فاصله را تا محور مفصل الاستیک دارند و در نتیجه فاصله لغزندهها تا محور کمینه و به مقدار ۱۸/۲۵ میلیمتر میباشد. برای محاسبه سختی بیشینه مفصل الاستیک رابطه ۲-۴۱ مجدداً ارائه می گردد.

$$\sigma = \sum_{i=1}^{N} \sigma_i = \sum_{i=1}^{N} \left(l + \frac{D}{2} \right)^2 \frac{E_i w_i t_i^3}{4l^3}$$

مقادیر پارامترهای رابطه بالا در حالت بیشینه سختی مفصل الاستیک در جدول ۳-۱ آمده است.

N = 3	تعداد فنرها
D = 10 mm	قطر محور مفصل الاستيك
$E=200\ GPa$	مدول الاستيسيته فنر تخت
w = 6.5 mm	عرض فنر تخت
t = 0.6 mm	ضخامت فنر تخت
l = 18.25 mm	فاصله لغزندهها تا محور در حالت بیشینه سختی

جدول (۲-۱) مشخصات پارامترهای مؤثر در سختی مفصل الاستیک

نمودارهای شکل ۳–۸ نتایج بدست آمده از آزمون عملی و روابط سختی مفصل را در حالت بیشینه سختی نمونه اولیه مفصل الاستیک نشان میدهد.



شکل (۳–۸) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در کمترین فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱ و آزمون عملی

با در نظر گرفتن نمودارهای شکل ۳–۸ در بازه خطی و با توجه به فرمول ۳–۱، بیشینه سختی مفصل انعطافپذیر <u>Nm</u> ۱۸/۷۳میباشد. ۳–۳–۲– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۲۵ درصد از فاصله لغزنده ا محور در این حالت فاصله لغزنده ا تا محور به مقدار ۱۹/۸۶ میلیمتر می باشد. با قراردادن این مقدار در رابطه ۲–۴۱ و انجام آزمون عملی در این حالت، نمودارهای شکل ۳–۹ بدست می آیند.



شکل (۳–۹) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۲۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱ و آزمون عملی

با در نظر گرفتن نمودارهای فوق در بازه خطی و با توجه به فرمول ۳–۱، سختی مفصل انعطاف پذیر در ۲۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور <u>Nm</u> ۱۶/۶۲ میباشد.

۳–۳–۳– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۵۰ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور در این حالت فاصله لغزنده ها تا محور به مقدار ۲۵/۹۸ میلی متر می باشد. با قراردادن این مقدار در رابطه ۲–۴۱ و انجام آزمون عملی در این حالت، نمودارهای شکل ۳–۱۰ بدست می آیند. با در نظر گرفتن نمودارهای شکل ۳–۱۰ در بازه خطی و با توجه به فرمول ۳–۱۰ سختی مفصل انعطاف پذیر در ۵۰ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور ^{Nm}/_{rad} ۱۱/۵۳ می باشد.



شکل (۳–۱۰) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۵۰ درصد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱ و آزمون عملی

۳–۳–۴– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۷۵ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور در این حالت فاصله لغزنده ها تا محور به مقدار ۳۲/۰۹ میلیمتر می باشد. با قراردادن این مقدار در رابطه ۲–۴۱ و انجام آزمون عملی در این حالت، نمودارهای شکل ۳–۱۱ بدست می آیند. با در نظر گرفتن نمودارهای شکل ۳–۱۱ در بازه خطی و با توجه به فرمول ۳–۱۰، سختی مفصل انعطاف پذیر در ۷۵ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور <u>Mm</u> ۸/۷۷ می باشد.



شکل (۳–۱۱) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در ۲۵ درصد از فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱ و آزمون عملی

۳-۳-۵- حالت کمینه سختی

در ایـن حالـت لغزنـدههـا بـیشتـرین فاصـله را تـا محـور مفصـل الاسـتیک دارنـد و در نتیجـه فاصـله لغزنـدههـا تـا محـور بیشـینه و بـه مقـدار ۳۴/۴۵ میلـیمتـر مـیباشـد. نمودارهـای شـکل ۳-۱۲ نتـایج بدسـت آمـده از آزمـون عملـی و روابـط سـختی مفصـل را نشان میدهد.



شکل (۳–۱۲) نمودارهای سختی مفصل الاستیک در بیشترین فاصله لغزندهها تا محور با استفاده از رابطه ۲–۴۱ و آزمون عملی

با در نظر گرفتن نمودارهای شکل ۳–۱۲ در بازه خطی و با توجه به فرمول ۳–۱، کمینه سختی مفصل انعطافپذیر ۸/۰۲ Mm میباشد.

۳–۴– بدست آوردن سختی مفصل الاستیک با استفاده از مقادیر بدست آمده از آزمون استاتیکی و جعبه ابزار بهینهسازی نرمافزار متلب

همانطور که در بخش قبل ملاحظه گردید، نمودارهای سختی مفصل الاستیک آزمون استاتیکی غیرخطی بود و درنتیجه سختی مفصل تنها در بازهای که خطی بود بررسی گردید و با نمودارهای بدست آمده از رابطه ۲-۴۱ مقایسه شد.

در این بخسش با استفاده از مقادیر بدست آمده از آزمون استاتیکی و جعبه ابزار

بهینهسازی متلب، تلاش گردید تا بهترین نمودار غیرخطی به مقادیر آزمون استاتیکی برازش شود. با توجه به نتایج مرجع [۴۸] رابطه بین گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک و میزان چرخش محور به صورت زیر در نظر گرفته شد.

$$T = \sigma_1 \theta + \sigma_2 \theta^3 \tag{(Y-W)}$$

به منظور کمینه کردن فاصله نقاط ماتریس های گشتاور حاصل از آزمون استاتیکی و تابع ۳-۲ در فرآیند بهینهسازی از تعریف فاصله اقلیدسی استفاده گردید.

Negative Euclidean Distance: $Z = \sqrt{\sum (T_0 - T_S)^2}$ (٣-٣)

که در رابطه بالا T₀ ماتریس گشتاور حاصل از معادله ۳-۲ میباشد که فرآیند برازش منحنی روی آن به صورت تکراری انجام میپذیرد و T_S ماتریس گشتاور بدست آمده از آزمون استاتیکی میباشد. در جعبه ابزار بهینهسازی نرم افزار متلب به کمک تابع Psopstimset ساختار دادهها برای فرآیند بهینهسازی ساخته میشود و به کمک دستور حل کننده Patternsearch بهترین نقاط که بتواند تابع Z را کمینه سازد انتخاب میشود.

۳-۴-۱- حالت کمینه سختی

شــکل ۳-۱۳ بــرازش بهتـرین منحنـی از نــوع معادلــه ۳-۲ را بــه دادههـای حاصـل از آزمون استاتیکی در حالت کمینه سختی مفصل نشان میدهد.



شکل (۳–۱۳) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای آزمون استاتیکی در حالت بیشترین فاصله لغزندهها تا محل (۳–۱۳) مرا

$$T = 8.365 \theta + 47.732188 \theta^3 \tag{(f-r)}$$

با مقایسه سختی بدست آمده در معادله بالا (۸/۳۶۵) در حالت خطی و سختی بدست آمده از رابطه ۲-۴۱ در بخش ۳-۳-۵ (۸/۰۲)، دیده میشود که خطای خیلی کمی بین دو مقدار وجود دارد که صحت روش بالا و صحیح بودن فرض تابع درجه سه را برای سختی مفصل الاستیک بیان میدارد.

۳–۴–۲– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۷۵ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور شـکل ۳–۱۴ بـرازش بهتـرین منحنـی از نـوع معادلـه ۳–۲ را بـه دادههای حاصـل از آزمـون اسـتاتیکی در حالـت ۷۵ درصـد از فاصـله لغزنـدهها تـا محـور مفصـل الاسـتیک نشان میدهد.



شکل (۳–۱۴) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای آزمون استاتیکی در حالت ۷۵ درصد فاصله لغزندهها تا محور

۳–۴–۳– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۵۰ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور شکل ۳–۱۵ برازش بهترین منحنی از نوع معادله ۳–۲ را به داده های حاصل از آزمون استاتیکی در حالت ۵۰ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور مفصل الاستیک نشان می دهد.



شکل (۳–۱۵) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای آزمون استاتیکی در حالت ۵۰ درصد فاصله لغزندهها تا محور

$T = 11.24 \theta + 163.982188 \theta^3$

با مقایسه سختی بدست آمده در معادله بالا (۱۱/۲۴) در حالت خطی و سختی بدست آمده از رابطه ۲-۴۱ در بخش ۳-۳-۳ (۱۱/۵۳)، دیده میشود که خطای خیلی کمی بین دو مقدار وجود دارد که صحت روش بالا و صحیح بودن فرض تابع درجه سه را برای سختی مفصل الاستیک بیان میدارد.

۳–۴–۴– بررسی سختی مفصل الاستیک در حالت ۲۵ درصد از فاصله لغزنده ها تا محور شکل ۳–۱۶ برازش بهترین منحنی از نوع معادله ۳–۲ را به دادههای حاصل از آزمون استاتیکی در حالت ۲۵ درصد از فاصله لغزندها تا محور مفصل الاستیک نشان میدهد.



شکل (۳–۱۶) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای آزمون استاتیکی در حالت ۲۵ درصد فاصله لغزندهها تا محور

۳-۴-۵- حالت بیشینه سختی

شــکل ۳-۱۷ بــرازش بهتــرین منحنــی از نــوع معادلــه ۳-۲ را بــه دادههـای حاصـل از آزمون استاتیکی در حالت بیشینه سختی مفصل نشان میدهد.



شکل (۳-۱۷) برازش بهترین منحنی درجه ۳ به دادههای آزمون استاتیکی در حالت کم ترین فاصله لغزندهها تا محور معادله منحنی محاسبه شده به صورت زیر میباشد.

 $T = 17.282315 \,\theta + 1193.641471 \,\theta^3$

با مقایسه سختی بدست آمده در معادله بالا (۱۷/۲۸) در حالت خطی و سختی بدست آمده از رابط ه ۲-۲ در بخش ۳-۳-۱ (۱۸/۷۳)، دیده می شود که نسبت به حالتهای قبل خطای قابل توجهی بین دو مقدار وجود دارد که می تواند ناشی از خطای در آزمون یا اثر غیر خطی فنرها در این طول مؤثر باشد.

-۵-۳ آزمون مودال مفصل الاستیک با سختی متغیر و استخراج سختی آن

۳–۵–۱– مقدمهای بر آنالیز مودال

در دو دهه گذشته، آنالیز مودال به دانشی فراگیر با هدف تعیین، بهبود و بهینه سازی مشخصات دینامیکی سازههای مهندسی تبدیل شده است. طراحی امروزی سازههای پیچیده مکانیکی، هوایی و ساختمانی به گونهای است که علاوه بر مقاومت بالا بایستی دارای وزن کم و قابلیت انعطاف زیاد باشند. به عنوان مثال، در صنعت خودروسازی تلاش زیادی صرف کاهش وزن بدنه شده است. به منظور کم کردن اثرات اینرسی حین مأموریت در سازههای فضایی، مانند آنتنهای ماهوارهای، کاهش وزنی در حد چند گرم نیز حائز اهمیت فراوان است. این نیازهای جدّی در طراحی سازههای جدیـد، پتانسیل بروز ارتعاشات ناخواسته را در این سازهها افزایش میدهد.

از دیگر حقایق زندگی مدرن، تقاضای روزافزون برای سازههای ایمن و قابل اعتماد مطابق با ضوابط وضع شده توسط دولتها و یا نیاز مشتری میباشد. مدلسازی کامپیوتری به تنهایی قادر به تعیین رفتار دینامیکی سازه نمیباشد، زیرا برخی خواص سازه مانند میرایی و یا خواص غیرخطی از قواعد معمول در مدلسازی پیروی نمیکنند. همچنین، اطلاعات فراتری برای مدلسازی به دلیل عدم قطعیت در شرایط مرزی، مورد نیاز میباشد.

پیشرفتهای اخیر در تکنیکهای تجربی باعث تکامل مقوله مدلسازی با استفاده از خواص تجربی، شده است. بخش مهمی از این تلاش، پیشرفتهای حاصل شده در آنالایزرهای تبدیل دیجیتال فوریه بوده است. تکنیکهای تجربی توسط آنالیز مودال رشد و تقویت یافته و در مقابل، انگیزهای قوی برای پیشرفت آنالیز مودال ایجاد کردهاند.

۳-۵-۲- آنالیز مودال چیست؟

آنالیز مودال، فرآیند تعیین خواص ذاتی دینامیکی یک سیستم در قالب فرکانسهای طبیعی، ضرایب میرایی و شکل مودها و به کارگیری آنها به منظور ایجاد مدلی ریاضی از رفتار دینامیکی سیستم میباشد. این مدل ریاضی به مدل مودال سیستم و اطلاعات مربوط به مشخصات آن، دادههای مودال نامیده میشوند.

آنالیز مودال، هر دو مبحث تئوری و تجربی را در بر می گیرد. آنالیز مودال تئوری، بر اساس یک مدل فیزیکی از سیستمی دینامیکی شامل خواص جرمی، سختی و میرایی میباشد. این خواص ممکن است به صورت معادلات دیفرانسیل پارهای موجود باشند. به کمک تحلیل اجزای محدود مدرن میتوان تقریباً هر سازه دینامیکی خطی را گسستهسازی کرد و در نتیجه به طور قابل ملاحظهای قابلیت و میدان کاری آنالیز مودال تئوریک افزایش یافته است. تست مودال تکنیکی تجربی برای بدست آوردن مدل مودال یک سیستم ارتعاشی خطی نامتغیر با زمان میباشد. مبنای تئوری این تکنیک بر اساس رابطه بین پاسخ ارتعاشی در یک نقطه از سازه با تحریک در همان نقطه و یا نقطهای دیگر، به صورت تابعی از فرکانس تحریک میباشد. این رابطه، که اغلب به صورت یک تابع ریاضی مختلط میباشد، تابع پاسخ فرکانسی و یا به طور خلاصه FRF نامیده میشود.

انجام تست مودال شامل اندازه گیری FRF ها و یا پاسخ ضربه سازه است. اندازه گیری FRF میتواند به سادگی با اعمال یک نیرو (اندازه گیری شده) در یک نقطه از سازه در غیاب سایر نیروهای تحریک، و اندازه گیری پاسخ ارتعاش در یک یا چند نقط ه از سازه انجام شود. روش های مدرن تحریک و پیشرفتهای حاصل شده در تئوری آنالیز مودال، امکان اعمال مکانیزمهای پیچیدهتر تحریک را فراهم آورده است. تحریک میتواند در یک بازه فرکانسی دلخواه، سینوسی پلهای، گذرا، تصادفی و یا به صورت نویز سفید باشد. تحریک معمولاً توسط یک ترانسدیوسر نیرو در نقطه اعمال نیرو اندازه گیری میشود. پاسخ نیز میتواند توسط شتاب سنج یا ابزارهای دیگر اندازه گیری گردد. هر دو سیگنال

تحریک و پاسخ به یک آنالایزر، که وظیفه محاسبه FRF ها را به عهده دارد، ارسال میشوند. در مجموع، آنالیز مودال تجربی شامل سه مرحله آمادهسازی برای تست، اندازه گیری پاسخ فرکانسی و استخراج پارامترهای مودال میباشد. آمادهسازی تست شامل انتخاب تکیه گاه سازه، نوع تحریک، نقاط تحریک، سخت افزارهای اندازه گیری نیرو و پاسخ، تعیین هندسه مدل که در آن نقاط اندازه گیری مشخص شده است و تعیین عواملی که باعث عدم دقت در اندازه گیری میشوند، میباشد.

هر دو روش آنالیز مودال تئوری و تجربی نهایتاً به تعیین مدل مودال سیستم دینامیکی منجر میشوند. این مدل در مقایسه با FRF و یا پاسخ ارتعاشی، تصویر روشنی از مشخصات دینامیکی سیستم ارائه می دهد. بنابراین، کاربردهای آنالیز مودال عمدتاً در ارتباط با استفاده از مدل بدست آمده در طراحی، حل مسائل و تحلیل آنها میباشد. استخراج مدل مودال در آنالیز مودال تئوری بر اساس مشخصات فیزیکی سیستم میباشد. این مشخصات معمولاً شامل ماتریسهای جرم، سختی و میرایی سیستم میباشد. به عبارت دیگر در این روش، مدل مودال از دادههای فضایی بدست میآید. در آنالیز مودال تجربی، مدل مودال به کمک دادههای *FRF* و یا پاسخ ارتعاش آزاد سیستم حاصل میشود. بنابراین، این روش از دادههای مربوط به پاسخ به مدل مودال میرسد.

۳-۵-۳- تابع پاسخ فرکانسی سیستم یک درجه آزادی

برخی سیستمهای مکانیکی و یا سازهای را میتوان به صورت یک سیستم یک درجه آزادی، ایدهآل سازی نمود. تئوری سیستم یک درجه آزادی مبنای آنالیز سیستمهایی با بیش از یک درجه آزادی میباشد. همچنین، به کمک این مدل میتوان درک فیزیکی بهتری نسبت به سیستمهای ارتعاشی سازه پیدا کرد.

در این بخش، سیستم یک درجه آزادی شکل ۳–۱۸ که متشکل از یک جرم، فنر و میراگر ویسکوز یا سازهای (پسماند) میباشد، بررسی می گردد.



شکل (۳–۱۸) سیستم یک درجه آزادی با تحریک هماهنگ [۴۹]

برای نیروی هماهنگ دیگری به صورت $f(t) = F(\omega)e^{j\omega t}$ ، پاسخ سیستم، تابع هماهنگ دیگری به صورت $x(t) = X(\omega)e^{j\omega t}$ دامنه پاسخ و عددی مختلط میباشد. با جایگذاری این مقادیر در معادله حرکت سیستم با دو نوع مدل میرایی، میتوان نسبت پاسخ جابجایی به نیروی ورودی را به صورت زیر نوشت:

$$\frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{K - \omega^2 m + j\omega c}$$
 (۵-۳) برای میرایی ویسکوز

$$\frac{K(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{K - \omega^2 m + jh}$$
 (۶–۳) برای میرایی سازهای

این نسبت، که اغلب به صورت (ω) نمایش داده می شود، به تابع پاسخ فرکانسی یا FRF سیستم، موسوم است. با وجود آن که FRF به صورت نسبت پاسخ به نیرو تعریف شده است، از هر دو مقدار نیرو و پاسخ مستقل می باشد. اگر مقدار میرایی صفر باشد، تابع مختلط FRF به تابعی حقیقی تبدیل خواهد شد.

FRF تابع اصلی مورد استفاده در آنالیز مودال میباشد. با وجود آن که FRF از نظر تئوری تنها توسط سیستم تعیین میشود، ولی در عمل دقت اندازه گیری دادههای FRF ، در صحت نتایج آنالیز مودال تأثیر اساسی دارد.

FRF تعریف شده، جابجایی را به عنوان پاسخ در نظر می گیرد. این FRF به رسپتانس موسوم است. پاسخ ارتعاشات را می توان سرعت یا شتاب نیز در نظر گرفت. با تعویض پاسخ جابجایی (w) با سرعت $\dot{X}(w)$ و یا شتاب (w) ، دو نوع FRF متفاوت به صورت زیر تعریف می شوند:

- $Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{j\omega}{K \omega^2 m + j\omega c}$ موبیلیتی برای میرایی ویسکوز FRF (۷-۳) $Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{j\omega}{K - \omega^2 m + ih}$ موبیلیتی برای میرایی سازهای FRF (۸-۳)
 - $F(\omega) = -\omega^2$

$$A(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{-\omega^2}{K - \omega^2 m + j\omega c}$$
 اکسلرانس برای میرایی ویسکوز FRF (۹-۳)

$$A(\omega) = rac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = rac{-\omega^2}{K - \omega^2 m + j\omega c}$$
 اکسلرانس برای میرایی سازهای FRF (۱۰-۳)

روشن است که هر سه نوع FRF ، (ω) ، $\chi(\omega)$ و $A(\omega)$ قابل تبدیل به یکدیگرنـد. رابطـه بـین دامنهها به شکل زیر است:

$$|A(\omega)| = \omega |Y(\omega)| = \omega^2 |\alpha(\omega)| \tag{11-7}$$

اختلاف فاز بین آنها در تمام فرکانسها ثابت است:

$$\theta_{A(\omega)} = \theta_{Y(\omega)} + \frac{\pi}{2} = \theta_{\alpha(\omega)} + \pi$$
 (17- \mathcal{V})

معکوس این FRF ها در سیستم یک درجه آزادی از نظر فیزیکی سودمند میباشند. این معکوسها عبارتند از:

سختی دینامیکی =
$$\frac{1}{\alpha(\omega)} = \frac{force}{displacement}$$
 (۱۳-۳)

امپدانس مکانیکی
$$\frac{1}{Y(\omega)} = \frac{force}{velocity}$$
 (۱۴-۳)

جرم ظاهری =
$$\frac{1}{A(\omega)} = \frac{force}{acceleration}$$
 (۱۵-۳)

با توجه به آن که عبارت تحلیلی *FRF* بر حسب پارامترهای سیستم (جرم، سختی و میرایی) و همچنین متغیر *w* بیان میشوند، منطقی است که بتوان این پارامترها را به راحتی از نمودار *FRF* به دست آورد. از تئوری ارتعاشات سیستم یک درجه آزادی، مشخص میگردد که در فرکانسهای کم، *FRF* بیشتر تحت تأثیر مشخصات سختی سیستم قرار دارد و در فرکانسهای بالا مشخصات جرمی برای *FRF* تعیین کننده میباشد. در حوالی رزونانس نیز، میرایی سیستم اثر غالب دارد. نمودار خطی *FRF* به شدت تحت تأثیر قله رزونانس قرار دارند و بدست آوردن پارامترهای فیزیکی از این نمودارها واضح نمیباشند. ولی با استفاده از نمودار لگاریتمی میتوان مشخصات سختی و جرمی سیستم را بررسی کرد، زیرا این نمودار نواحی غیر رزونانسی را نیز به خوبی نمایش میدهد.

٣-٥-٣- آزمون مودال مفصل الاستیک با سختی متغیر

اندازه گیری در آنالیز مودال تجربی، عبارت از بدست آوردن دادههای تابع پاسخ فرکانسی از سازه مورد نظر میباشد. با وجود آن که روشهای متنوعی برای اندازه گیری وجود دارد، در این پایان نامه تنها به

یک روش پرداخته خواهد شد.

این روش شامل تحریک سازه به وسیله یک نیروی عمودی معین و اندازه گیری نیروی اعمال شده و پاسخ سازه می باشد. نیروی تحریک می تواند به شکل های تصادفی، سینوسی، دوره ای و یا ضربه ای باشد. در این پایان نامه از نیروی تحریک سینوسی و از حالت Swept Sine استفاده شده است. فرضیه رفتار خطی سازه، در اندازه گیری FRF های دقیق اهمیت فراوانی دارد. برای تأیید این شرط یک آزمایش انجام پذیرفت. در این آزمایش دامنه نیروی تحریک تحت کنترل قرار گرفت. سپس اندازه نیروی ورودی (نمودار بالایی شکل ۳–۱۹) چند برابر شد و داده های شتاب خروجی بررسی گردید. تکرار پذیری در داده های بدست آمده نمودار پایینی شکل ۳–۱۹ رفتار خطی سیستم را تأیید می کند.



شکل (۳-۱۹) منحنی های بدست آمده از نرم افزار تست مربوط به رفتار خطی سازه در آزمون مودال

۳-۵-۵- چیدمان عمومی اندازه گیری

در انجام آزمون مودال روی مفصل مورد مطالعه از سه بخش اصلی استفاده گردید. بخش اول، وظیفه ایجاد نیروی تحریک و اعمال آن به سازه را بر عهده دارد. بخش دوم، پاسخ سازه را اندازه گیری و برداشت مینماید. بخش سوم، با استفاده از قابلیتهای پردازش سیگنال در آن، دادههای FRF از دادههای نیرو و پاسخ اندازه گیری شده به دست میآیند (شکل ۳-۲۰).



شکل (۳-۲۰) مجموعه اندازه گیری با تحریک لرزشگر [۴۹]

۳-۵-۶- مکانیزم تحریک

اولین بخش از مجموعه اندازه گیری، مکانیزم تحریک است که نیروی تحریک با دامنه و فرکانس مناسب را به سازه اعمال مینماید. تجهیزات مختلفی برای تحریک سازه وجود دارند. معمول ترین این وسایل جهت تحریک، لرزش گر و چکش میباشند.

در این پایان نامه از لرزش گر الکترومغناطیس یا لرزش گر الکترودینامیک (Shaker) مـدل 808 B&k 4808 استفاده گردید (شکل ۳–۲۱).



شكل (٣-٢١) لرزشگر الكترومغناطيس مدل 808 B&k

۳-۵-۷ شتابسنج

رایج ترین سنسور مورد استفاده در آنالیز مودال ، شتاب سنج می باشد. این سنسور، شتاب سازه تحت تست را اندازه گیری کرده و آن را به صورت سیگنال ولتاژ در خروجی ارائه می دهد. در اندازه گیری شتاب دو جنبه مهم وجود دارد که هنگام انتخاب شتاب سنج باید مد نظر قرار گیرند. یکی از این جنبهها فرکانس و دیگری دامنه میباشد. بسیاری از شتاب سنجها به منظور روشن شدن مشخصاتشان، همراه با نمودارهای دامنه – فرکانس و فاز – فرکانس عرضه می شوند. با توجه به اینکه برای بدست آوردن سختی مفصل مورد مطالعه، بایستی مفصل در فرکانس یک یا زیر یک هرتز بررسی گردد و تست مودال در این فرکانس ها انجام گیرد، لذا شتاب سنج مدل DJB INSTRUMENTS (شکل ۳-۲۲) با برند کاله DJB INSTRUMENTS انتخاب شده است.



شکل (۳–۲۲) شتاب سنج مدل A/121/V/VI

شکل ۳-۲۳ منحنی پاسخ فرکانسی این شتاب سنج را نشان میدهد.



شکل (۳-۲۳) منحنی پاسخ فرکانسی شتاب سنج مدل A/121/V/VI

جدول شماره ۳-۲ مشخصات این سنسور و شرایط کاری آن را تشریح مینماید. همانطور که دیـده می شود فرکانس پاسخ این سنسور بین یک تا سه کیلو هرتز می باشد.

در نتیجه این سنسور کاندید مناسبی برای بدست آوردن سختی مفصل در فرکانس یک هرتز میباشد.

Conversion Mode	KONIC /	2 WIRE QVC	
Voltage Sensitivity	1 100	2 316	3 1000
Resonant frequency kHz		≈9	
Cross Axis error % max	5		
Temperature Range °C		-50/+185	
Voltage sensitivity deviation re 20 °C	-5% @ 50 +5% @+125 +/-10% @ +185		
Supply voltage ∨	15/35		
Supply voltage mA	2/15		
Bias voltage v	8/10		
Settling time to 90% final val. secs	<1		
Max continuous accn. G sine	500		
Noise level, equiv. mg	2		
Frequency Response	1Hz-3KHz		
L.F corner frequency, Hz	0.1	0.35	1
Case material	St/ steel, 303 S31		
Mounting	Base tapped hole, 10-32 UNF x 4mm deep		
Weight gm		90	
Case seal	Welded hermetic connector (TNC)		

جدول (۲-۳) مشخصات شتابسنج A/121/V/VI

۳-۵-۸- ترانسدیوسر نیرو

ترانسدیوسر نیرو از انواع دیگر سنسورهای مورد استفاده در آنالیز مودال میباشد. مشابه شتابسنج، یک ترانسدیوسر نیروی پیزوالکتریک، سیگنالی خروجی به شکل جریان یا ولتاژ که با نیروی اعمال شده به ترانسدیوسر متناسب میباشد، ایجاد میکند. در این پایاننامه از ترانسدیوسر نیروی *B&K* 8200 استفاده گردید (شکل ۳–۲۴).



8200 -1000 N to +5000 N (-225 lbf to +1225 lbf)

شکل (۳–۲۴) ترانسدیوسر نیروی 8200 B&K

۳-۵-۹- آمادهسازی آزمون

با توجه به این که قصد داریم اندازه گیری FRF را بطور عملی انجام دهیم، معمولاً سازه را در شرایط مرزی آزاد و یا گیردار شبیه سازی می کنند. در این پایان نامه سازه بر روی یک لایه نازک از مواد لاستیکی فشرده قرار گرفت و بر روی زمین پیچ گردید. چنین آرایشی ممکن بود باعث ایجاد یک یا چند مود صلب ناشی از سختی تکیه گاه و جرم کل سازه شود ولی پس از انجام تست مشخص گردید که فرکانس های طبیعی این مودهای صلب به اندازه کافی از اولین مود الاستیک سازه کوچکتر هستند و درنتیجه داده های FRF اندازه گیری شده تحت تأثیر این شرایط مرزی قرار نداشته اند.

۳-۵-۱۰ انتخاب نیروی تحریک

روش تحریک در اجرای دقیق تست مودال اهمیت زیادی دارد. با وجود آن که از نظر تئوری اطلاعات FRF نباید به تحریک (و پاسخ) وابسته باشند، اما در عمل دقت و کیفیت دادههای FRF علاوه بر عوامل دیگر، به انتخاب نوع تحریک نیز بستگی خواهد داشت.

همان طور که در بخش ۳–۵–۴ ذکر گردید، در این پایان نامه از نیروی تحریک سینوسی و از حالت Swept Sine استفاده شده است. تحریک سینوسی معمول ترین و سنتی ترین روش تحریک در تست مودال می باشد. در این روش، نیرو در هر لحظه دارای یک فرکانس منفرد می باشد و تحریک، فرکانس ها را یکی پس از دیگری با گامی مشخص جاروب می کند تا سازه در هر لحظه دارای یک ارتعاش هارمونیک باشد. این روش برای تحریک سازه هایی با سطح ارتعاشی بالا و به منظور تعیین خواص غیر خطی آن ها و همچنین برای تحریک مودهای نرمال ارتعاشی سازه های میرا مناسب می باشد.

۳–۵–۱۱– تخمینهای متفاوت از یک FRF و اثرات نویز

در تمام اندازه گیری ها، نویز هم در ورودی و هم در خروجی وجود دارد. برای فرکانس های نزدیک به

در شرایط اندازه گیری ایده آل مطابق شکل ۳–۲۵ که در آن هیچ نویز یا خطایی وجود ندارد، FRF به سادگی به صورت نسبت دو تبدیل فوریه تعریف می شود. اولین تبدیل، مربوط به پاسخ X(t) می باشد که به شکل (w) نمایش داده می شود. تبدیل دوم، مربوط به نیروی ورودی f(t) می باشد و به صورت F(w) نشان داده می شود:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \tag{19-7}$$



با استفاده از آنالیز طیفی دو کانالی، FRF به صورت طیف متقاطع تحریک و پاسخ بخش بر طیف تحریک تعریف می شود. این تعریف به تخمین زننده FRF بدون نویز زیر منجر می شود:

$$H_1(\omega) = \frac{S_{FX}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \tag{1V-T}$$

در این رابطه، $S_{FX}(\omega)$ طیف متقاطع تحریک و پاسخ و $S_{FF}(\omega)$ طیف تحریک میباشد. در آنالیز طیفی نشان داده می شود که همین FRF را می توان از نسبت طیف پاسخ $S_{XX}(\omega)$ و طیف متقاطع

تحریک و پاسخ
$$S_{XF}(\omega)$$
 تخمین زد:

$$H_2(\omega) = \frac{S_{XX}(\omega)}{S_{XF}(\omega)} \tag{1A-T}$$

اگر تمام فرضیات در مورد سازه تحت تست صدق کند و از خطاهای ناشی از نویز و اندازه گیری صرف نظر شود، این دو تخمین زننده مختلف FRF معادل خواهند بود:

$$H_1(\omega) = H_2(\omega) = H(\omega) \tag{19-7}$$

در عمل اندازه گیری FRF خالی از نویز نمیباشد. شکل ۳–۲۶ نشان میدهد که نیروی اندازه گیری $\widehat{F}(\omega)$ شده $\widehat{F}(\omega)$ آز سیگنال مربوط به نیروی واقعی $F(\omega)$ و نویز ورودی $M(\omega)$ تشکیل شده است.



شکل (۳–۲۶) تخمین FRF با نویز در ورودی و خروجی [۴۹]

این دو سیگنال در حالت عادی در حوزه زمان جداییپذیر نمیباشند. اما در عین حال هـیچ وابسـتگی نیز به یکدیگر ندارند. بنابراین، میتوان گفت: $0 = (\omega) S_{MF}(\omega)$. این خاصیت برای بدست آوردن تخمین زنندههای مختلف *FRF* به منظور کاهش اثر نویز مفید میباشد. در خروجی نیز همین اتفاق میافتـد. پاسخ اندازه گیری شده (ω) شامل پاسـخ واقعـی $(\omega) X$ و نـویز خروجـی $(\omega) N$ مـیباشـد. ایـن دو سیگنال مستقل هستند، بنابراین $0 = (\omega) S_{NX}(\omega)$ میباشد. تخمین *FRF* با اسـتفاده از $(\omega) \hat{X}$ و (ω)

$$\widehat{H}_{1}(\omega) = \frac{\widehat{S}_{XF}(\omega)}{\widehat{S}_{FF}(\omega)} = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{MM}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \right]^{-1}$$
(Y - Y)

يا

$$\widehat{H}_{2}(\omega) = \frac{\widehat{S}_{XX}(\omega)}{\widehat{S}_{XF}(\omega)} = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{NN}(\omega)}{S_{XX}(\omega)} \right]^{-1}$$
(Y)-Y)

هیچیک از این تخمین زنندهها، FRF دقیق را ارائه نمینمایند. از نظر دامنه، $(\omega) H_1(\omega)$ مقداری کم تر و $H_2(\omega)$ مقداری بیش تر از واقعیت را نشان میدهند. با اندازه گیری و محاسبه $(\omega) H_1(\omega) e$ در حوالی رزونانس و آنتی رزونانسها، که تغییرات سیگنال به نویز در ورودی یا خروجی بسیار زیاد است، دید بهتری از تعریف این دو نسبت حاصل خواهد شد.

در رزونانس، تأثیر متقابل لرزش گر و سازه معمولاً باعث ایجاد یک ناپیوستگی در سیگنال نیرو می شود. این وضعیت باعث می شود که نویز قابل ملاحظه ای روی ورودی ایجاد شود. در حالی که سطح بالای پاسخ در خروجی از داشتن نسبت سیگنال به نویز بالا در خروجی اطمینان می دهد، در نتیجه مقدار (ω) $M_{M}(\omega)$ در مقایسه با (ω) $S_{FF}(\omega)$ بیش تر خواهد بود. بنابراین، تخمین زننده ($\hat{H}_{1}(\omega)$ مقداری کم تر از FRF واقعی (ω) H محاسبه نموده و تخمین زننده (ω) \hat{H}_{2} دقیق می باشد. در بسیاری از روش های آنالیز مودال که از داده های FRF حوالی رزونانس استفاده می کنند، انتخاب تخمین زننده ($\hat{H}_{1}(\omega)$ نسبت به ($\hat{H}_{1}(\omega)$ ارجح است.

$$\widehat{H}_{1}(\omega) \bigg|_{resonance} = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{MM}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \right]^{-1} < H(\omega)$$
 (YY-Y)

$$\widehat{H}_{2}(\omega) \left|_{resonance} = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{NN}(\omega)}{S_{XX}(\omega)} \right]^{-1} \approx H(\omega)$$
 (YY-Y)

در آنتی رزونانس، معمولاً پاسخ سازه در مقایسه با نیروی ورودی کوچک است. این موضوع باعث اثر گذاری بالای نویز روی خروجی و نسبت بالای سیگنال به نویز در ورودی می شود. در نتیجه مقدار $S_{NN}(\omega)$ اثر گذاری بالای نویز روی خروجی و نسبت بالای سیگنال به نویز در ورودی می شود. در نتیجه مقدار $S_{NN}(\omega)$ تخمینهای زیر را برای FRF واقعی $H(\omega)$ نوشت:

$$\widehat{H}_{1}(\omega) \left| anti - resonance \right| = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{MM}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \right]^{-1} \approx H(\omega) \quad (\Upsilon \mathfrak{f}_{-} \mathfrak{r})$$

$$\widehat{H}_{2}(\omega) \left| anti - resonance \right| = H(\omega) \left[1 + \frac{S_{NN}(\omega)}{S_{XX}(\omega)} \right]^{-1} > H(\omega) \quad (\Upsilon\Delta - \Upsilon)$$

تخمینزننده های (\hat{W} و ($\hat{W})$ توسط تابع همبستگی (Coherence Function) ($\hat{W}^2(\omega)$ به $\hat{H}_1(\omega)$ تخمینزننده های ($\hat{V}_1(\omega)$ و $\hat{Y}_2(\omega)$ تابع همبستگی به صورت زیر تعریف می شود: یکدیگر مربوط می شوند. برای ورودی f(t) و خروجی x(t) تابع همبستگی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\gamma_{FX}^2(\omega) = \frac{|S_{FX}(\omega)|^2}{S_{FF}(\omega)S_{XX}(\omega)}$$
(79-7)

از نظر فیزیکی، همبستگی بیان گر رابطهای علی و خطی بین ورودی و خروجی میباشد. بنابراین، مقدار (۵)² ۲ در صورتی که خروجی هیچ رابطهای با ورودی نداشته باشد صفر و در صورتی که خروجی کاملاً تحت تأثیر ورودی باشد، یک خواهد بود. همبستگی ضعیف نشان گر نسبت پایین سیگنال به نویز، خطاهای اندازه گیری، رفتار غیر خطی یا متغیر با زمان سازه و یا ترکیبی از این عوامل میباشد. با توجه به تعریف دو تخمینزننده *FRF* و همبستگی میتوان نشان داد که:

$$\gamma_{FX}^2(\omega) = \frac{\hat{H}_1(\omega)}{\hat{H}_2(\omega)} \tag{Y-Y}$$

بنابراین، اگر در یک اندازه گیری تنها دادههای $\widehat{H}_1(\omega)$ ارائه شوند، میتوان با توجه به رابطه فوق و با استفاده از دادههای همبستگی، $\widehat{H}_2(\omega)$ را محاسبه نمود.

 $S_{XF}(\omega)$ دادههای FRF خواهد بود. هنگامی که از تخمین زننده (ω) استفاده میشود نسبت $S_{XF}(\omega)$ دادههای FRF دقیق تری منجر می شود. غیردقیق به $S_{XX}(\omega)$ غیر دقیق خطاها را از بین برده و به دادهای FRF دقیق تری منجر می شود.

 $ig[\widehat{H}_3(oldsymbol{\omega})ig]$ مدل شامل نویز در ورودی و خروجی –۱۲–۵–۳

اگر هم نویز ورودی و هم نویز خروجی در نظر گرفته شوند، منطقی است که تقریبی برای FRF با در نظر گرفتن میانگین تقریب میانگین حسابی با $[\widehat{H}_2(\omega)]$ و $[\widehat{H}_2(\omega)]$ در نظر گرفته شود. تقریب میانگین حسابی با استفاده از روابط مربوط به حالت تک ورودی– تک خروجی به شکل زیر خواهد بود [۴۹]:

$$\widehat{H}_{3}(\omega) = \frac{1}{2} \left(\widehat{H}_{1}(\omega) + \widehat{H}_{2}(\omega) \right) = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{1 + \frac{G_{NN}}{G_{UU}}} + \left(1 + \frac{G_{NN}}{G_{VV}} \right) \right] \qquad (\Upsilon \wedge - \Upsilon)$$

۳-۵-۳- بازوی کمکی به منظور تبدیل نیروهای تحریک به گشتاور تحریک

با توجه به این که هدف از تست مودال بدست آوردن سختی پیچشی دینامیکی است، بایستی یک بازوی کمکی برای تبدیل نیروهای تحریک لرزشگر به گشتاور تحریک به شفت اصلی مفصل متصل شود (شکل ۳–۲۷). مهم است که بازوی کمکی مورد استفاده بسیار سخت باشد تا سختی آن در میزان سختی مفصل که از تست بدست میآید تأثیر نگذارد.



شکل (۳–۲۷) بازوی کمکی متصل به شفت اصلی مفصل

برای اطمینان از این موضوع، یک آزمون تحلیل فرکانسی در نرمافزار ANSYS ویرایش ۱۶ انجام

گردید. شکل ۳–۲۸ مدل شبیه سازی شده و تحلیل شده بازوی کمکی را در نرمافزار ANSYS نشان میدهد.



شکل (۳-۲۸) مدل شبیه سازی شده و تحلیل شده بازوی کمکی در نرم افزار ANSYS

جدول ۳-۳ فرکانسهای طبیعی بدست آمده از تحلیل نرمافزار ANSYS را نشان میدهد. فرکانسهای طبیعی بالای این قطعه نشان از سختی زیاد آن دارد. با این حال در صورتی که فرکانسهای طبیعی که از آزمون مودال مفصل انعطاف پذیر بدست میآید، با فرکانس طبیعی این قطعه نزدیک باشد، بایستی از بازوی گشتاور دیگری که فرکانسهای طبیعی بالاتری دارد استفاده گردد تا اثر فرکانسهای طبیعی بازوی گشتاور در فرکانسهای طبیعی مفصل و سختی آن وارد نگردد.

جدول (۳-۳) فرکانسهای طبیعی بدست آمده از تحلیل فرکانسی بازوی گشتاور در نرمافزار ANSYS

N
Frequency [Hz]
592.81
956.13
3356.5
4081.8
6015.4
6219.8

پیش از این که شتاب سنج و ترانسدیوسر نیرو نصب شوند بایستی لرزش گر در موقعیت مناسب عمود بر بازوی کمکی قرار گیرد و استینگر بر روی لرزش گر نصب شود (شکل ۳–۲۹). لازم به ذکر است که طول مؤثر بازوی کمکی m ۰/۱۲ میباشد.



شکل (۳-۲۹) اتصال لرزش گر و بازو از طریق استینگر

۳-۵-۳- نصب شتاب سنج و ترانسدیوسر نیرو بر روی بازوی کمکی

از آنجایی که ترانسدیوسر نیرو زمانی خروجی تولید می کند که بخش حس گر آن فشرده و یا کشیده شود، در تست با لرزشگر، باید ترانسدیوسر نیرو بین لرزش گر (استینگر لرزش گر) و سطح سازه قرار بگیرد. ترانسدیوسر نیرو بایستی بر روی استینگر لرزش گر پیچ شود و سپس بر روی سطح بازوی کمکی در یک فاصله مشخص با چسب نصب گردد. شتابسنج نیز به بازوی کمکی در زیر محل نصب ترانسدیوسر نیرو با چسب متصل می گردد (شکل ۳-۳۰).



شکل (۳-۳۰) محل نصب شتاب سنج و ترانسدیوسر نیرو

۳–۵–۱۵– بدست آوردن فرکانس طبیعی و سختی دینامیکی مفصل الاستیک با سختی متغیر

در آزمون اول، مفصل در حالت کمینه سختی (بیش ترین طول مؤثر فنرها) تنظیم گردید و تحریک سینوسی بازه فرکانسی ۲۵/۵ تا ۵۰ هر تز را جاروب نموده است. نمودار بالایی در شکل شماره ۳–۳۱، (۵) $H_3(w)$ و نمودار پایینی در شکل شماره ۳–۳۱ فاز را نشان می دهد. اولین فرکانس طبیعی مفصل تقریباً در مقدار تا ۲۰ دیده می شود. با توجه به این که حرکت بازوی متصل به مفصل در فرکانس خیلی کم تر از تلی کم تر از وجود ندارد. ضمناً این مقدار خیلی کم تر از اولین فرکانس طبیعی بازوی گشتاور است در حرکت بازو وجود ندارد. ضمناً این مقدار خیلی کم تر از اولین فرکانس طبیعی بازوی گشتاور است که در بخش ۳–۵۰ به مفصل در فرکانس خیلی کم تر از اولین فرکانس طبیعی بازوی گشتاور است که در بخش ۳–۵۰ بدست آمد.



شکل (۳–۳۱) نمودار ($H_3(\omega)$ و فاز مفصل الاستیک حاصل از آزمون مودال

با معکوس کردن تخمین زننده $(\omega) = H_3(\omega)$ و تقسیم همه فرکانسها بر ω^2 نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی بدست میآید (شکل ۳–۳۲). محور عمودی در نمودار شکل شماره ۳–۳۲ سختی دینامیکی را بر حسب $\frac{N}{m}$ نشان میدهد.



شکل (۳۲-۳) نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی حاصل از آزمون مودال با توجه به این که بازوی کمکی نیروی تحریک لرزش گر را به گشتاور تحریک تبدیل نموده است و مفصل الاستیک دارای سختی پیچشی با دیمانسیون $\frac{Nm}{rad}$ میباشد، لذا بایستی توان دوم طول مؤثر بازوی کمکی در سختی دینامیکی مفصل در فرکانس نزدیک به دو هرتز ضرب گردد. کمینه سختی دینامیکی $\frac{Nm}{rad}$ 4.88 = 20.0 × 000 مقدار بدست آمده برای سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی به مقدار سختی مقدار بدست آمده برای سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی به مقدار سختی حطی محاسبه شده از برازش منحنی از نوع درجه سوم به داده های حاصل از آزمون استاتیکی در بخش ۳-۴-۱ که میزان $\frac{Nm}{rad}$ ۵.87 را نشان میداد، نزدیک میباشد. در تست دوم، مفصل در حالت بیشینه سختی (کمترین طول مؤثر فنرها) تنظیم گردید و تحریک سینوسی بازه فرکانسی ۵/۰ تا ۵۰ هرتز را جاروب نموده است. با معکوس کردن تخمین زننده (w) او تقسیم همه فرکانس ها بر ²w نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت بیشینه سختی بدست میآید (شکل ۳–۳۳). این که بازوی کمکی نیروی تحریک لرزش گر را به گشتاور تحریک تبدیل نموده است و مفصل الاستیک دارای سختی پیچشی با دیمانسیون <u>Nm</u> میباشد، لذا بایستی توان دوم طول مؤثر بازوی کمکی در سختی دینامیکی مفصل در فرکانس نزدیک به یک هرتز ضرب گردد. بیشینه سختی دینامیکی مفصل در فرکانس نزدیک به یک هرتز ضرب گردد. مقدار بدست آمده برای سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت بیشینه سختی به مقدار سختی خطی محاسبه شده از برازش منحنی از نوع درجه سوم به دادههای حاصل از آزمون استاتیکی در بخش ۳–۴–۵ که میزان <u>Nm</u> ۱۷/۲۸۲۳ را نشان میداد، نزدیک میباشد.



شکل (۳–۳۳) نمودار سختی دینامیکی مفصل الاستیک در حالت بیشینه سختی حاصل از آزمون مودال

۳-۶- بررسی عددی تأثیر اندازه لینکهای مکانیزم چهار میلهای مفصل الاستیک بر سختی آن

همان طور که در بخش ۲–۸ اشاره شد طراحی لینکهای مکانیزم چهار میلهای مفصل الاستیک و مقدار آنها نقش بسزایی در عملکرد صحیح مفصل و تغییر صحیح سختی دارند. به منظور یادآوری، مدل کلی اتصال بندی به یکی از لغزندهها که در شکل ۲–۱۱ نشان داده شده بود مجدداً ارائه می گردد. مقدار لینکهای ورودی یعنی a, b و مقدار لینکهای خروجی c, d نباید طوری انتخاب شود که مقدار زیر رادیکال در رابطه ۲-۴۲ منفی شود.



در زیر به بررسی عددی تأثیر اندازه لینکهای مکانیزم چهار میلهای مفصل الاستیک با سختی متغیـر بر سختی مفصل الاستیک پرداخته میشود.

اگر در مفصل مورد مطالعه اندازه لینک ورودی ۳۳ میلیمتر و اندازه لینک خروجی ۲۵ میلیمتر باشد، فاصله لغزندهها تا محور با توجه به زاویه بین لینکهای ورودی و از رابطه ۲-۴۲ که به منظور یادآوری در زیر آمده است، بدست میآید.

$$r = r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1}$$
 $r > 0$ $0 < \xi_1 < \frac{\pi}{2}$ و سختی پیچشی مفصل از رابطه ۲–۴۳ که مجدداً آورده شده است، محاسبه می گردد.

$$\sigma(\xi_1) = \frac{(r_1 \cos(\xi_1) + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2(\xi_1)})^2}{(r_1 \cos(\xi_1) + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2(\xi_1)} - \frac{D}{2})^3} \sum_{i=1}^N \frac{E_i w_i t_i^3}{4}$$

با معلوم بودن مقادیر لینکهای ورودی و خروجی و مشخصات مفصل الاستیک، معادلات فوق در نرمافزار متلب حل شد. شکل ۳-۳۴ نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی را نشان میدهد. همانطور که در شکل ۳-۳۳ دیده میشود در مقدار ۲۵ میلیمتر برای لینک خروجی (r₂) مقدار سختی در زاویه حدود ۵۰ درجه ناگهان شروع به کاهش میکند که این خلاف اصول کارکرد مکانیزم چهار میلهای و مفصل مورد مطالعه میباشد.


شکل (۳-۳۳) نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی با انتخاب مقدار ۴۰ میلیمتر برای لینک خروجی علاوه بر این که دیگر مقدار زیر رادیکال در معادلـه ۲-۴۲ منفی نمیشود، منحنی سختی مربوط به این مقدار در شکل ۳-۳۴ به درستی با افزایش زاویـه لینکهای ورودی، با نرخ خاصی افزایش یافته است که با اصول کارکرد مکانیزم چهار میلهای و مفصل مورد مطالعه تطابق دارد.

شکل ۳–۳۵ نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب طول مؤثر فنرها را با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی نشان میدهد. همان طور که در شکل ۳–۳۵ دیده می شود در مقدار ۲۵ میلیمتر برای لینک خروجی (r₂) مقدار سختی ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد که این خلاف اصول کار کرد مکانیزم چهار میله ای و مفصل مورد مطالعه می باشد. با انتخاب مقدار ۴۰ میلیمتر برای لینک خروجی، منحنی سختی مربوط به این مقدار در شکل ۳–۳۵ به درستی با افزایش طول مؤثر فنرها، با نرخ خاصی کاهش یافته است که با اصول کار کرد مکانیزم چهار میله ای و مفصل مورد مطالعه تطابق دارد. همچنین نمودار سختی از مقدار ۲۲/۶ میلی متر از طول مؤثر فنرها آغاز شده است که نشان دهنده موقعیت تکیه گاهی لغزنده ها بر بازوی نگه دارنده فنرها است و این مقدار با فاصله مرکز محور مفصل تا طول بازوی نگه دارنده فنرها برابر می باشد.



شکل (۳-۳۵) نمودار سختی مفصل الاستیک بر حسب طول مؤثر فنرها با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی

شکل ۳–۳۶ نمودار طول مؤثر فنرها را بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی نشان میدهد. همانطور که در شکل ۳–۳۶ دیده میشود در مقدار ۲۵ میلیمتر برای لینک خروجی (r₂) با افزایش زاویه بین لینکهای ورودی بایستی طول مؤثر فنرها با نرخ مشخصی کاهش یابد، اما همانطور که ملاحظه میشود به دلیل منفی شدن زیر رادیکال از زاویه ۵۰ درجه به بعد، منحنی دارای شکستگی میباشد. همچنین در زاویه ۹۰ درجه برای لینک ورودی مقدار طول مؤثر فنرها صفر میشود که به معنای حذف فاصله مرکز محور مفصل تا طول بازوی نگهدارنده فنرها است که این مطلب درست نمیباشد.



شکل (۳–۳۶) نمودار طول مؤثر فنرهای مفصل الاستیک بر حسب زاویه لینک ورودی با دو مقدار متفاوت از لینک خروجی

با انتخاب مقدار ۴۰ میلیمتر برای لینک خروجی، منحنی طول مؤثر فنرها مربوط به این مقدار در شکل ۳–۳۶ به درستی با افزایش زاویه لینک ورودی، با نرخ خاصی کاهش یافته است که با اصول کارکرد مکانیزم چهار میلهای و مفصل مورد مطالعه تطابق دارد. همچنین در زاویه ۹۰ درجه برای لینک ورودی مقدار طول مؤثر فنرها ۲۲/۶ میلیمتر میشود که به معنای موقعیت تکیهگاهی لغزندهها بر بازوی نگهدارنده فنرها است و این مقدار با فاصله مرکز محور مفصل تا طول بازوی نگهدارنده فنرها برابر میباشد.

فصل ۴: تحليل ديناميكي محركه الاستيك با سختی متغیر برای کمینه کردن ارتعاشات

۴–۱– تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک در محیط سیمولینک نرم افزار متلب
به منظور تحلیل دینامیکی محرکه الاستیک در محیط سیمولینک نرم افزار متلب، معادلات دیفرانسیل مربوط به محرکه الاستیک شکل ۴–۱ که در فصل دوم به دست آمده بود در محیط سیمولینک نرمافزار متلب مدل شد.

مقدار	واحد	علامت اختصاري	پارامترها	نام اجزاء				
2.95	Kg	m	جرم					
10	mm	D	قطر محور					
1.2943×10^{-6}	Kgm²	М	ممان اینرسی محور	محركه الاستيك سحتى متغير (VSJ)				
2 موازى			محركهها					
3		Ν	تعداد					
6.5	mm	W	لنهي	فنهاي تخت				
0.6	mm	t	ضخامت					
200	GPa	E	مدول يانگ					
33	mm	r_1	لينك ورودى	مكانينه حماره الهاي				
40	mm	r_2	لينک خروجي	مەنىرم چەرسىدەى				
4:1		γ	نسبت دنده	5、 15、 六、				
3.8945660×10^{-6}	Kgm^2	B_g	ممان اينرسي	بحس تيربنس				
14 Volt مدل 14206 شرکت Pittman	DC		نوع موتور					
0.22	Ohm	R	مقاومت ترمينالها	موتور الكتريكي				
0.31	mH	L	اندوكتانس ترمينالها					
3.67×10^{-5}	Kgm ²	B_m	ممان اينرسي روتور					
0.034	$Nm/_A$	K _m	ثابت موتور					
76	Watt	Р	توان					
2830	rpm	ω	سرعت					
1.28×10^{-5}	Nm/rads ⁻¹	D_{ϕ} , D_{q}	ضریب اصطکاک ویسکوز					

جدول (۴-۱) مشخصات پارامترهای مؤثر در سختی مفصل الاستیک

مشخصات محرکه الاستیک با سختی متغیر و دیگر پارامترهای طراحی که در سیمولینک متلب بکار رفتهاند، در جدول ۴–۱ لیست شدهاند. برای شناسایی رفتار دینامیکی محرکه الاستیک با سختی متغیر و صحت مدلسازی آزمونهایی در سیمولینک متلب طراحی شده است که در بخشهای بعدی به آنها و نتایج حاصل شده پرداخته میشود. به دلیل شباهت روابط حاکم بر موتورهای پلهای هیبرید و موتورهای DC آهنربای دائمی و سهولت در مدلسازی، از موتور DC آهنربای دائمی در این شبیهسازی استفاده گردید. شکل (۴-۱) شبیهسازی مفصل الاستیک با سختی متغیر را در نرمافزار متلب نشان میدهد.



شکل (۴-۱) شبیه سازی مدل غیر خطی مفصل الاستیک با سختی متغیر در نرمافزار متلب

🗖 آزمون ديناميكي اول

در این آزمون، موتورهای اول و دوم با ولتاژ مثبت و برابر ۱۲ ولتی که به آنها اعمال میشود روشن میشوند (شکل ۴–۲). جهت چرخش موتورها با هم یکسان میباشد و سرعت زوایهای موتورها با هم برابر است. در این آزمون گشتاور خارجی به محور مفصل اعمال نمیشود. پیش از شبیه سازی، موقعیت لینکهای ورودی در موقعیت ۶/۶۴ و ۶/۶۴– درجه تنظیم شده است تا فاصله لغزنده ها تا محور مفصل لینکهای ورودی در موقعیت ۴/۶۸ و ۶/۶۴– درجه تنظیم شده است تا فاصله لغزنده ها تا محور مفصل شکل ۴–۳ نشان میدهد که با توجه به هم جهت بودن موتورها، محور مفصل الاستیک نیز در حال چرخش میباشد.



دینامیکی شکل (۴–۳) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی اول

شکل (۴–۲) ولتاژ موتور اول و دوم در آزمون دینامیکی اول

شـکل ۴-۴ میـزان سـرعت زاویـهای لینـکهـای ورودی و محـور مفصـل الاسـتیک در آزمـون دینـامیکی اول را نشـان مـیدهـد کـه پـس از روشـن شـدن موتورهـا، لینـکهـای ورودی بـه یـک سرعت زاویهای ثابت مـیرسـند امـا محـور مفصـل الاسـتیک بـه دلیـل انعطـاف پـذیری مفصـل، در شـروع دوران، سـرعت زاویـهای نوسـانی دارد و پـس از گذشـت مـدت زمـانی بـه سـرعت زاویـهای ثابت میرسد.

شکل ۴–۵ میـزان گشـتاور اعمـالی بـه محـور مفصـل الاسـتیک را نشـان مـیدهـد کـه بـا گذشـت زمـان بـه مقـدار ثابـت NM ۰/۰۰۲۲۵ مـیرسـد. منفـی بـودن گشـتاور اعمـالی ناشـی از گشـتاور مقاوم فنرها میباشد.



شکل ۴–۷ میزان سختی مفصل را در طول انجام آزمون اول نشان میدهد. همان گونه که دیده میشود، چون موقعیت زاویهای لینکهای ورودی در طول آزمون اول نسبت به هم تغییر نمی کند (شکل ۴–۶)، پس سختی مفصل نیز ثابت میماند. نکته قابل توجه این است که سختی خطی بدست آمده از رابطه ۲–۴۱ در بخش ۳–۳–۵ فصل سوم، در این فاصله لغزندهها تا محور (۳۴/۴۵ میلیمتر)، با سختی بدست آمده از سیمولینک متلب در آزمون



شکل (۴-۷) سختی مفصل الاستیک در فاصله ۳۴/۴۵ میلیمتری لغزندهها تا محور مفصل در آزمون دینامیکی اول

شکل (۴–۶) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی طوری تنظیم شده است که فاصله لغزندهها از مرکز محور مفصل ۳۹/۴۵ میلیمتر باشد.

آزمون دینامیکی دوم

در این آزمون، موتور اول با ولتاژ مثبت ۱۲ ولت و موتور دوم با ولتاژ ۱۲ – ولتی که به آنها اعمال میشود روشن میشوند (شکل ۴–۸). جهت چرخش موتورها خلاف جهت یکدیگر میباشد و سرعت زوایهای موتورها با هم برابر اما منفی یکدیگر است. در این آزمون گشتاور خارجی به محور مفصل اعمال نمیشود. پیش از شبیهسازی، موقعیت لینکهای ورودی طوری تنظیم شده است که فاصله لغزندهها از مرکز محور مفصل ۷۳ میلیمتر باشد. شکل ۴–۹ نشان میدهد که لینکهای ورودی که به موتور اول و موتور دوم متصل هستند از موقعیت

۱ درجه و ۱- درجه در آزمون دینامیکی دوم شروع به حرکت میکنند و در موقعیت ۸۹ درجه و ۸۹-

درجه متوقف می شوند. ضمناً به دلیل این که در آزمون دینامیکی دوم و در شرایطی که موقعیت زاویهای لینک ورودی ۸۹ یا ۸۹– درجه می شود، لغزنده ها به قطعه نگه دارنده فنرها تکیه می کنند، در این موقعیت حرکت لینک های ورودی متوقف می شود. همچنین در شکل ۴–۹ دیده می شود که با توجه به این که موتورها در خلاف جهت یکدیگر می چرخند، محور مفصل الاستیک ثابت می باشد.



شکل ۴–۱۰ نیز نشان میدهد که میزان سرعت زاویهای محور مفصل الاستیک پس از روشن موتورها، صفر میباشد.

شکل ۴-۱۱ میزان گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک را نشان میدهد که برابر صفر میباشد.



شکل ۴–۱۲ تغییر موقعیت لغزنـدههـا را از فاصـله ۷۳ میلـیمتـری مرکـز محـور مفصـل بـه ۲۲/۶۱

میلیمتری آن نشان میدهد که طی انجام آزمون دوم لغزندهها از بیشترین طول مؤثر فنرها به کمترین طول مؤثر فنرها میرسند و در نهایت سختی مفصل بیشینه میشود. شکل ۴–۱۳ میزان سختی مفصل را در طول انجام آزمون دوم نشان میدهد.



شکل (۴–۱۲) لغزندهها از بیش ترین فاصله از مرکز محور شکل (۴–۱۳) تغییر سختی مفصل الاستیک طی انجام مفصل به کم ترین فاصله آن میرسند.

همان گونه که دیده میشود، چون طی انجام آزمون دوم لغزندها از بیش ترین طول مؤثر فنرها به کم ترین طول مؤثر فنرها می رسند، پس سختی مفصل افزایش می یابد. نکته قابل توجه این است که مقدار سختی بدست آمده از سیمولینک متلب در آزمون دوم با توجه به فاصله ۷۳ میلی متری لغزندها از مرکز محور مفصل الاستیک، از مقدار $\frac{Nm}{Rad}$ ۲/۵۲ تا ۱۹/۷۲ تغییر می کند.

🗖 آزمون ديناميكي سوم

در این آزمون، موتور اول با ولتاژ مثبت ۱۲ ولت و موتور دوم با ولتاژ ۱۲ – ولتی که به آنها اعمال میشود روشن میشوند (شکل ۴ – ۱۴). جهت چرخش موتورها خلاف جهت یکدیگر میباشد و سرعت زوایه ای موتورها با هم برابر اما منفی یکدیگر است. در این آزمون گشتاور خارجی به محور مفصل اعمال نمیشود. پیش از شبیه سازی، موقعیت لینکهای ورودی طوری تنظیم شده است که فاصله لغزنده ها از مرکز محور مفصل ۲۲/۶۱ میلیمتر باشد. یعنی لغزندها به قطعه نگهدارنده فنرها تکیه دارند. شکل ۴–۱۵ نشان میدهد که لینک ورودی که به موتور اول متصل است از موقعیت ۸۹- درجه و لینک ورودی که به موتور دوم متصل است از موقعیت ۸۹ درجه در آزمون دینامیکی سوم شروع به حرکت میکند.

همان طور که در شکل ۴–۱۵ دیده می شود، با توجه به این که موتورها در خلاف جهت یکدیگر می چرخند، محور مفصل الاستیک ثابت می باشد.



ی شکل (۴–۱۵) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور محور منکل (۴–۱۵) مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی سوم

در آزمون دینامیکی سوم



شکل ۴-۱۶ نیز نشان میدهد که میزان سرعت زاویهای محور مفصل الاستیک پس از روشن موتورها،

صفر میباشد.



شکل ۴-۱۷ میزان گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک را نشان میدهد که برابر صفر میباشد.

شکل (۴–۱۶) سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی سوم

همان طور که در شکل ۴–۱۸ ملاحظه می گردد اگر قید مکانیکی در انتهای طول فنرهای تخت نباشد و در آن جا سینگولاریتی رخ ندهد، موقعیت لغزندها ابتدا از فاصله ۲۲/۶۱ میلی متری مرکز محور مفصل به ۳۷ میلی متری و سپس از ۷۳ میلی متری به ۲۲/۶۱ میلی متری تغییر می کند که طی انجام آزمون سوم، ابتدا لغزنده ها از کم ترین طول مؤثر فنرها به بیش ترین طول مؤثر فنرها می رسند و سختی مفصل کمینه می شود و سپس لغزنده ها از بیش ترین طول مؤثر فنرها به کم ترین طول مؤثر فنرها می مفصل بیشینه می شود.



شکل ۴–۱۹ میزان تغییر سختی مفصل را در طول انجام آزمون سوم نشان میدهد.

🗖 آزمون ديناميكي چهارم

در این آزمون، موتور اول با ولتاژ مثبت ۱۵ ولت و موتور دوم با ولتاژ مثبت ۱۲ ولتی که به آنها اعمال میشود روشن میشوند (شکل ۴–۲۰). موتورها هم جهت با یک دیگر می چرخند. در این آزمون گشتاور خارجی به محور مفصل اعمال نمی شود. پیش از شبیه سازی، موقعیت لینک های ورودی طوری تنظیم شده است که فاصله لغزنده ها از مرکز محور مفصل ۷۳ میلی متر باشد. شکل ۴-۲۱ نشان میدهد که با توجه بـه هـم جهـت بـودن موتورهـا، محـور مفصـل الاسـتیک نیـز در حال چرخش میباشد.



شکل (۴–۲۱) موقعیت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی چهارم

شکل (۴–۲۰) ولتاژ موتور اول و موتور دوم در آزمون دینامیکی چهارم

شکل ۴–۲۲ میزان سرعت زاویهای لینکهای ورودی و محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی چهارم را نشان میدهد که پس از روشن شدن موتورها، هر یک از لینکهای ورودی به یک سرعت زاویهای ثابت میرسند. اما محور مفصل الاستیک به دلیل انعطاف پذیری مفصل، در شروع دوران، سرعت زاویهای نوسانی دارد و پس از گذشت مدت زمانی به سرعت زاویهای ثابت میرسد. شکل ۴–۲۳ میزان گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک را نشان میدهد که با گذشت زمان به

یک مقدار منفی ثابت میرسد. منفی بودن گشتاور اعمالی ناشی از گشتاور مقاوم فنرها میباشد.



شکل (۴–۲۳) گشتاور اعمالی به محور مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی چهارم

سکل (۱۱–۱۱) سرعت راویهای لینگهای ورودی و محو مفصل الاستیک در آزمون دینامیکی چهارم

در ایــن آزمـون لغزنـدههـا از بـیشتـرین فاصـله از مرکـز محـور مفصـل الاسـتیک بـه سمت داخل مفصل حرکت میکنند (شکل ۴–۲۹). شـکل ۴–۲۵ میـزان سـختی مفصـل را در طـول انجـام آزمـون چهـارم نشـان مـیدهـد. همـانگونـه کـه دیـده مـیشـود، چـون موتورهـا نسـبت بـه هـم سـرعت نسـبی دارنـد و لغزنـدههـا نیـز بـه سـمت داخـل مفصـل الاسـتیک حرکـت مـیکننـد، در نتیجـه سـختی مفصل نیز در حال افزایش میهاشد.



شکل (۴–۲۵) سختی مفصل الاستیک با حرکت لغزندهها به سمت داخل مفصل در آزمون دینامیکی چهارم در حال افزایش است.

شکل (۴–۲۴) در آزمون دینامیکی چهارم لغزندهها از بیشترین فاصله از مرکز محور مفصل به سمت داخل مفصل حرکت میکنند.

🗖 آزمون دینامیکی پنجم

در این آزمون، موتور اول و موتور دوم خاموش هستند و گشتاور خارجی به محور مفصل اعمال میشود (شکل ۴–۲۶). برای شناسایی رفتار مفصل الاستیک، شبیهسازی در دو حالت کمینه سختی مفصل و بیشینه سختی مفصل انجام می گیرد. شکل ۴–۲۷ نشان می دهد که ارتعاشات رخ داده در حالت کمینه سختی دارای دامنههای بیشتری

است. پس می توان با تغییر سختی مفصل ارتعاشات مفصل الاستیک را کاهش داد.



۴-۲- خطی سازی ریاضی مدل غیر خطی همان طور که در فصل دو ملاحظه گردید، معادلات دیفرانسیل حاکم بر مفصل الاستیک با سختی متغیر استخراج گردید. این معادلات به شکلی دیگر برای موتور DC معرفی شده در جدول ۴-۱ بازنویسی می گردند.

$$\ddot{q} = \frac{1}{M} \left(-D_q \dot{q} - \left(\frac{\left(r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1} \right)^2}{\left(r_1 \cos \xi_1 + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \xi_1} - \frac{D}{2} \right)^3} \right) \sum_{i=1}^{N} \frac{E_i w_i t_i^3}{4} \left(q - \frac{\phi_1 + \phi_2}{2} - \tau_{ext} \right) (1 - f)$$

$$\ddot{\phi}_{i} = \frac{1}{\left(B_{g_{i}} + \gamma^{2} B_{m_{i}}\right)} \left(-\left(D_{q_{i}} + \gamma^{2} D_{\phi_{i}}\right) \dot{\phi}_{i} - \gamma k_{m} i_{a_{i}} - \left(\frac{\left(r_{1} \cos \xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2} \sin^{2} \xi_{1}}\right)^{2}}{\left(r_{1} \cos \xi_{1} + \sqrt{r_{2}^{2} - r_{1}^{2} \sin^{2} \xi_{1}} - \frac{D}{2}\right)^{3}} \Sigma_{i=1}^{N} \frac{E_{i} w_{i} t_{i}^{3}}{4} \right) \left(q - \frac{\phi_{1} + \phi_{2}}{2}\right) \left(\Upsilon - \Upsilon\right)$$

$$\frac{di_{a_i}}{dt} = \frac{1}{L} \left(V_{p_i} - \gamma K_{m_i} \dot{\phi}_i - R_i i_{a_i} \right) \tag{(\mathbf{T}-\mathbf{F})}$$

به منظور استفاده از تکنیکهای طراحی کنترلکنندههای خطی برای این مفصل، لازم است ابتدا معادلات غیر خطی سیستم به صورت ریاضی خطیسازی گردد. با توجه به فیزیک سیستم و از آن جایی که مفصل و لینک متصل به آن تحت تأثیر نیروی جاذبه نمی باشد، پس این مفصل دارای نقطه تعادل واحدی نمی باشد. برای محاسبه یکی از نقاط تعادل، از فیزیک مسئله استفاده می گردد.

$$i_1^* = i_2^* = \dot{\phi}_1^* = \dot{\phi}_2^* = q^* = \dot{q}^* = 0$$
 (4-4)

 $\phi_1^* = 1 \; Degree \;, \; \phi_2^* = -1 \; Degree$ برای محاسبه مدل خطی سازی شده حول نقطه تعادل میتوان ژاکوبین توابع غیرخطی را محاسبه نمود که البته بسیار دشوار است.

درنتیجه برای خطیسازی ریاضی سیستم غیرخطی از محیط سیمولینک متلب و دستور Linmod متلب استفاده می شود. هدف تابع Linmod بدست آوردن مدل خطی شده یک سیستم غیر خطی شبیه سازی شده در محیط سیمولینک می باشد که این هدف با استخراج مدل های خطی به شکل ماتریس های فضای حالت A, B, C و D تحقق می یابد. ماتریس های فضای حالت روابط خطی ورودی و خروجی را به شکل زیر شرح می دهند.

$$\dot{X} = AX + BU \tag{(d-f)}$$

Y = CX + DUبرای مفصل الاستیک با سختی متغیر در دو حالت بیشینه سختی و کمینه سختی ماتریسهای فضای حالت استخراج می گردد.

۴-۳- ماتریسهای فضای حالت برای مفصل با کمینه سختی

ماتریسهای فضای حالت *A*, *B*, *C* و ماتریس متغیرهای حالت و ورودیهای مفصل الاستیک با کمینه سختی در رابطه ۴–۵ ، به شکل زیر میباشند.

به منظور بررسی دقت خطیسازی انجام گرفته، به طور مثال موقعیت و سرعت زاویهای محورخروجی مفصل مدل غیر خطی و مدل خطی شده در شکلهای ۴–۲۸ و ۴–۲۹ با یکدیگر مقایسه گردیدند که تطابق نمودارها با هم دقت بسیار خوب خطی سازی سیستم را نشان میدهد.



۴-۴- ماتریسهای فضای حالت برای مفصل با بیشینه سختی

ماتریسهای فضای حالت B, C, D و ماتریس متغیرهای حالت و ورودیهای مفصل الاستیک با بیشینه سختی با ماتریسهای مفصل در حالت کمینه سختی برابر است، اما به دلیل تغییر سختی، ماتریس A

به شکل زیر در میآید.

-709.677 0 0 -438.71 0 0 0 0 -709.6770 -438.71 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 139.251 0 0 0 0 0 1 A =0 44.311 44.311 -0.223-88.6220 0 139.251 -0.223 44.311 44.311 -88.6220 0 0 0 0 1 -6687.24 -1.9780 3343.62 3343.62 0 0 همانند بخش ۴-۳ دقت خطی سازی بررسی گردیـد و تطابق نمودارهـا بـا هـم دقـت بسـیار خـوب خطیسازی سیستم در این حالت را نشان داد.

A, B بررسی کنترل پذیری ماتریسهای A, B

به منظور بررسی کنترل پذیری ماتریس های A, B با استفاده از دستور (A,B) متلب ماتریس کنترل پذیری بدست آمد، اما ملاحظه شد که ماتریس کنترل پذیری مرتبه کامل نمی باشد. به منظور اطمینان از کنترل پذیری ماتریس های A, B و عدم وجود شرایط بیمار از دستور اطمینان از کنترل پذیری ماتریس A, B معدم وجود شرایط بیما A از دستور A, B متلب استفاده گردید که مجموع داده های ماتریس A تعداد متغیرهای حالت کنترل پذیر را که با مرتبه ماتریس A برابر است نشان می دهد. پس ماتریس A, Bکنترل پذیر هستند.

۴-۶- طراحی کنترلر بهینه برای مفصل الاستیک به روش کنترل بهینه LQR بدون اعمال اغتشاش خارجی

برای مفصل الاستیک با سختی متغیر با فرض اغتشاش صفر au = 0 مسئله تنظیم و تعقیب

¹ Ill-Condition

سیستم به پاسخ $q = q_d$ و شرایط ماندگار $V_2 = V_1 = V_2 = 0$ در حالتی که حداکثر سرعت پاسخ را با توجه به محدودیتهای اشباع ولتاژ موتور و کمینه کردن ارتعاشات را ایجاد نماید، به صورت زیر بررسی و حل می گردد. شاخص عملکرد را به صورت زیر فرض می شود:

$$J = \int_0^\infty [Q_{33}\phi_1^2 + Q_{44}\phi_2^2 + Q_{55}\phi_1^2 + Q_{66}\phi_2^2 + Q_{77}(q - q_d)^2 + Q_{88}\dot{q}^2 + R_{11}V_1^2 + R_{22}V_2^2] dt \qquad (\mathcal{P}-\mathcal{P})$$

c, liv آزمون به ازای ورودی P = 20 Degree بایستی دامنه ولتـاژ ورودی بـه ۱۲ ولـت نرسـیده و
محور مفصل الاستیک کمترین ارتعاش را داشته باشد.

۴-۶-۱- حالت کمینه سختی

به منظور تعیین بهرههای فیدبک حالت بهینه، ماتریسهای Q و R به شکل زیر انتخاب شدند.

بهرههای فیدبک حالت بهینه با استفاده از دستور [*K,p*]=lqr(A,B,Q,R] در نـرمافـزار متلـب بدسـت میآید.

 $K = \begin{bmatrix} 0.001216 & 0.000635 & 0.5394 & 0.2812 & 0.006219 & 0.003252 & -0.27289 & -0.0028164 \\ 0.000635 & 0.001216 & 0.2812 & 0.5394 & 0.003252 & 0.006219 & -0.27289 & -0.0028164 \end{bmatrix}$ iquation is a straight of the straight



25

سختی کمینه در آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستم-های حلقه باز و حلقه بسته

Estimation of Open-Loop and Close-Loop Model Response in Min Stiffness

۴–۶–۲– حالت بیشینه سختی

به منظور تعیین بهرههای فیدبک حالت بهینه، ماتریسهای Q و R به شکل زیر انتخاب شدند.

بهرههای فیدبک حالت بهینه با استفاده از دستور [K,p]=lqr(A,B,Q,R] در نرمافزار متلب بدست

مي آيد.

 $K = \begin{bmatrix} 0.0014 & 0.0007 & 0.6046 & 0.3159 & 0.007 & 0.0037 & -0.3081 & -0.0034 \\ 0.0007 & 0.0014 & 0.3159 & 0.6046 & 0.0037 & 0.007 & -0.3081 & -0.0034 \end{bmatrix}$ همان طور که ملاحظه می شود ماتریس های Q, R, K در این حالت با حالت کمینه سختی برابر است. همان طور که در شکل های ۴-۳۲ و ۴-۳۳ ملاحظه می گردد، علاوه بر این که دامنه ولتاژ ورودی به ۱۲ ولت نرسيده است ارتعاشات محور مفصل الاستيك كاهش يافته است.



به منظور مقایسه رفتار مفصل الاستیک در دو حالت کمینه و بیشینه سختی، نمودارهای بدست آمده،

در شکلهای زیر بررسی میگردند.



شکل (۴–۳۴) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک در آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته در حالتهای بیشینه و کمینه سختی

۴-۷- طراحی فیدبک انتگرال حالت برای مفصل الاستیک به روش کنترل بهینه LQR بدون اعمال اغتشاش خارجی

به وضوح در شکلهای ۴-۳۰ تا ۴-۳۴ ملاحظه گردید که علیرغم طراحی کنترلر بهینه برای مفصل الاستیک با سختی متغیر به روش کنترل بهینه LQR همچنان ارتعاشات باقیمانده در محور، چه در حالت کمینه سختی و چه در حالت بیشینه سختی مفصل وجود دارد.

به منظور حذف ارتعاشات باقیمانده در محور مفصل در این بخش از ترم انتگرال گیر در کنترلر استفاده می گردد که علاوه بر حذف مقادیر ماندگار خطا، تأثیر اغتشاش بر روی خطای ماندگار را میتواند به سمت صفر میل دهد. برای اضافه نمودن ترم انتگرال حالت میتوان با تغییر معادلات حالت، متغیرهای حالت جدیدی تعریف کرد، که انتگرال خطاهای مورد نظر را در برگرفته و با اعمال کنترل فیدبک حالت به صورت اتوماتیک از خواص کنترل کننده انتگرال گیر نیز استفاده نماید.

ماتریسهای فضای حالت A, B, C و D و ماتریس متغیرهای حالت و ورودیهای مفصل الاستیک با کمینه سختی در رابطه ۴–۵ ، به شکل زیر میباشند.

	r—709	9.677	0	0	0	-438	3.71		0		0			0	01
	0	0 -709.6		77 0	0	0		-438.71		0		0		0	
	0)	0	0	0	1			0	0		0		0	
	0)	0	0	0	0			1	0				0	0
A =	139.	251	0	31.84	31.945	-0.2	223		0	-	-63.7	85		0	0
0)	139.252	1 31.84	31.945	0		-0	.223	-	-63.7	85		0	0
	0)	0	0	0	0		0		0			1		0
	0)	0	2402.613	2410.531	0			0	_4	4813.144		-1.978		0
	L ())	0	0	0	0		0		1			0		01
		_[322	5.806	ך 0		٢1	0	0	0	0	0	0	0	ך0	
B =			0	3225.806		0	1	0	0	0	0	0	0	0	
			0	0		0	0	1	0	0	0	0	0	0	
			0	0		0	0	0	1	0	0	0	0	0	
	B =		0	0	, C =	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
			0	0		0	0	0	0	0	1	0	0	0	
			0	0		0	0	0	0	0	0	1	0	0	
			0	0		0	0	0	0	0	0	0	1	0	
		L	0	0		LO	0	0	0	0	0	0	0	1	

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} , \quad X = \begin{bmatrix} i_1 \\ i_2 \\ \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_2 \\ \phi_1 \\ \phi_2 \\$$

بهرههای فیدبک حالت بهینه با استفاده از دستور [K,p] = lqr(A,B,Q,R) نرمافزار متلب بدست میآید. $K = \begin{bmatrix} 0.001229 & 0.000651 & 0.5466 & 0.29 & 0.00628 & 0.003366 & -0.24386 & -0.00246 & 0.1821 \\ 0.000651 & 0.001229 & 0.29 & 0.5466 & 0.003336 & 0.00628 & -0.24523 & -0.00246 & 0.1831 \end{bmatrix}$ همانطور که در شکلهای ۴–۳۵ و ۴–۳۶ ملاحظه می گردد، علاوه بر این که دامنه ولتاژ ورودی به ۱۲

ولت نرسيده است، ارتعاشات محور مفصل الاستيك كاملاً حذف شده است. اما زمان پاسخ افزايش

يافته است.



شکل (۴–۳۶) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه با فیدبک انتگرال حالت به سیستم حلقه بسته



شکل (۴–۳۵) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک با کمینه سختی در آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته با فیدبک انتگرال حالت

۴-۸- طراحی کنترلر بهینه و فیدبک انتگرال حالت برای مفصل الاستیک به روش کنترل . بهینه LQR با اعمال اغتشاش خارجی

برای شبیه سازی کنترلر بهینه و فیدبک انتگرال حالت برای مفصل الاستیک از سیمولینک متلب استفاده شده است. اغتشاش ورودی به سیستم در شکل ۴-۳۷ نشان داده شده است. نتایج بدست آمده از سیستم مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی در حضور اغتشاش خارجی که به محور مفصل اعمال می شود، ارائه می شود.



شکل (۴–۳۷) گشتاور خارجی اعمال شده به محور مفصل الاستیک

همان طور که در شکلهای ۴-۳۸ و ۴-۳۹ ملاحظه می گردد، علاوه بر این که دامنه ولتاژ ورودی به ۱۲ ولت نرسیده است، ارتعاشات محور مفصل الاستیک در حضور اغتشاش خارجی هم در حالت طراحی کنترلر با فیدبک حالت کاهش یافته و با اضافه کردن ترم انتگرال گیر حذف شده است. اما زمان پاسخ افزایش یافته است.



شکل (۴–۳۹) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه و فیدبک انتگرال حالت به سیستم حلقه بسته

شکل (۴–۳۸) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک در آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستمهای حلقه باز و حلقه بسته و فیدبک انتگرال حالت

۴-۹- روش شکلدهی ورودی برای کمینه کردن ارتعاشات

روش شکل دهـی ورودی، یـک روش کنترلـی پـیش خـور است کـه از جمع آثـار ['] یـک فرمـان دلخواه با یک سری از ضـربههـای شـناخته شـده بـه عنـوان شـکل دهنـده ورودی شـامل مـیشـود. فرمان شکل داده شـده ای کـه از جمع آثـار بدست آمـده است، سـپس بـرای اعمـال بـه سیسـتم استفاده می شود. اهداف طراحی ایـن است کـه دامنـه و موقعیت زمانی ضـربهها مشخص شود، آن چنـان کـه فرمـان شـکل داده شـده اثـرات مضـر انعطـاف پـذیری سیسـتم را کـاهش دهـد. ایـن پارامترها از فرکانسهای طبیعی و نسـبتهـای میرایـی سیسـتم بدست مـی آیـد. بنـابراین، کـاهش ارتعاشـات سیسـتم مفصـل انعطـاف پـذیر مـیتوانـد بـا روش هـای شـکل دهـی ورودی حاصـل شـود.

¹ Convolution



شکل (۴–۴۰) شکل دهی ورودی یک ورودی پله [۵۰]

۴-۹-۲ ایجاد یک خروجی بدون ارتعاش

استخراج روش جدید بر اساس تئوری سیستمهای خطی خواهد بود. مرحله اول در راه تولید ورودی سیستم که خروجی سیستم بدون ارتعاش را نتیجه دهد، مشخص کردن پاسخ سیستم به ورودی ضربه است. یک سیستم ارتعاشی خطی مستقل با هر درجهای میتواند به عنوان یک مجموعه قطبهای درجه دو با تنزل پاسخ سینوسی مشخص شده باشد.

$$y(t) = \left[A\frac{\omega_0}{\sqrt{1.0-\zeta^2}}e^{-\zeta\omega_0(t-t_0)}\right]\sin(\omega_0\sqrt{1.0-\zeta^2}(t-t_0))$$
(Y-4)

کـه A دامنـه ضـربه، ω_0 فرکـانس طبیعـی میـرا نشـده سیسـتم، ζ نسـبت میرایـی سیسـتم، t زمـان و t_0 زمـان ورودی ضـربه مـیباشـد. ضـربه معمـولاً یـک گشـتاور یـا سرعت فرمـان داده شـده بـه یـک عملگـر مـیباشـد. معادلـه ۴-۷ پاسـخ شـتاب یـا سـرعت در برخـی نقـاط مـورد توجـه در سیسـتم مـیباشـد. در ایـن بخـش تنهـا یـک مـود فـرض شـده اسـت. شـکل ۴–۴۱ نشـان مـیدهـد کـه دو پاسـخ ضـربه مـیتواننـد جمـع آثـار شـوند، آنچنـان کـه سیسـتم حرکـت مـیکنـد بـه سـمت بـیارتعـاش شـدن، پـس از ایـن که ورودی پایان یافت.



شکل (۴–۴۱) دو پاسخ ضربه نشان داده شده به شکلی در خروجی اضافه شدهاند که خروجی یک حرکت مثبت خالص بدون ارتعاش را بعد از این که ورودی در زمان اعمال ضربه دوم پایان یافت را نشان میدهد. [۵۱]

در این مورد ورودی شامل دو ضربه، «پایان» یا مدت زمان ورودی، زمان آخرین (دومین) ضربه است. نتیجه مشابه با محاسبات ریاضی میتواند با اضافه کردن پاسخهای دو ضربه (که هر کدام با معادله ۴–۷ شرح داده شدند) و بیان کردن نتیجه برای تمام زمان بزرگتر از مدت زمان ورودی بدست آید. با استفاده از رابطه مثلثاتی:

$$B_1 sin(\alpha t + \phi_1) + B_2 sin(\alpha t + \phi_2) = A_{amp} sin(\alpha t + \psi)$$
 (A-*)

بطوری که:

$$\psi = tan^{-1} \left(\frac{B_1 \cos \phi_1 + B_2 \cos \phi_2}{B_1 \sin \phi_1 + B_2 \sin \phi_2} \right)$$
class class loss of the second states of the

$$A_{amp} = \sqrt{\left(\sum_{j=1}^{N} B_j \cos \phi_j\right)^2 + \left(\sum_{j=1}^{N} B_j \sin \phi_j\right)^2}$$

$$\phi_j = \omega \sqrt{1 - \zeta^2} t_j$$

$$B_j = \omega_j t_j \quad \text{and} \quad A_j = 0 \quad \text{and} \quad A$$

ن مرائب عبارت سینوسی در معادله ۴-۷ برای هر تعداد از N ورودی ضربه، t_j زمانهایی که ضربه B_j اتفاق میافتد و w فرکانس طبیعی هستند. برای حذف ارتعاشات بعد از این که ورودی پایان یافت،

$$B_1 \cos \phi_1 + B_2 \cos \phi_2 + \dots + B_N \cos \phi_N = 0 \qquad (1 \cdot - f)$$

$$B_1 \sin \phi_1 + B_2 \sin \phi_2 + \dots + B_N \sin \phi_N = 0 \tag{11-f}$$

که در آن:

$$B_j = \frac{A_j \omega}{\sqrt{1 - \zeta^2}} e^{-\zeta \omega (t_N - t_j)}$$

A_j دامنــه ضـربه *j* ام، *ز t*رمـان اعمـال ضـربه *j* ام و *t*_N زمـانی اسـت کـه تـوالی ضـربه پایـان مـییابـد (زمـان اعمـال آخـرین ضـربه). ایـن بـه عنـوان قیـدهای بـدون ارتعـاش باقیمانـده شـناخته مـیشـود. معادلـههـای ۴-۱۰ و ۴-۱۱ در ادامـه بـه شـکل زیـر سـاده سازی میشوند.

$$\sum_{\substack{j=1\\N}}^{N} A_j e^{-\zeta \omega(t_N - t_j)} \sin\left(t_j \omega \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$

$$\sum_{\substack{j=1\\j=1}}^{N} A_j e^{-\zeta \omega(t_N - t_j)} \cos\left(t_j \omega \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$
(17-4)

بـه منظـور اطمینـان از ایـن کـه ورودی شـکل داده شـده حرکـت بدنـه صـلب مشـابهی را هماننـد فرمـان مرجـع شـکل داده نشـده تولیـد مـیکنـد، نیـاز اسـت کـه مجمـوع دامنـه ضربهها یک باشد. آن قید مجموع دامنه واحد را به صورت زیر نتیجه میدهد:

$$\sum_{j=1}^{N} A_j = 1 \tag{17-f}$$

اگر ورودی طوری انتخاب شده باشد که دارای N ضربه باشد، N عبارت بایستی معادله ۴-۱۲ را شامل شود. در حالت اعمال دو ضربه، تنها دو عبارت اول در معادلــه ۴–۱۲ وجـود دارد. بــا انتخـاب صـفر بـرای زمـان اولــین ضـربه (t_1) و یـک بـرای دامنــه آن (A_1) و تنظــیم $\omega = \omega_0$ (فرکـانس طبیعــی مــورد انتظــار) در معادلــه ۴–۱۲ دو مقـدار مجهـول (A_2, t_2) نتیجــه مــیشـود. A_2 بطـور خطـی بــا دیگـر مقـادیر A_1 تناسـب دارد. حــل ایــن دو معادلــه، تــوالی نشــان داده شــده در شـکل ۴–۴۲ را نشــان میدهد.



$$K = e^{-\frac{\zeta \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}}$$
$$\Delta T = \frac{\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}}$$

شکل (۴-۴۲) ورودی با دو ضربه طراحی شده تا عبارت خطای ارتعاش برای زمانهای بزرگتر از *ΔT* صفر شود. [۵۱] ۴-۹-۳- مقاوم بودن ^۱

🗖 مقاوم بودن به خطاها در فرکانس طبیعی

اگرچه دو ضربه به تنهایی ارتعاشات را حذف مینمایند، اما آن به شرطی است که فرکانس طبیعی سیستم و نسبت میرایی دقیق باشند. به منظور اندازه گیری مرتبه ارتعاشات باقیمانده برای یک سیستم، یک عبارت خطای ارتعاش^۲ بایستی تعریف شود، که آن حداکثر دامنه ارتعاشات باقیمانده در طول یک حرکت به عنوان درصدی از دامنه حرکت بدنه صلب برای یک سیستم خطی دارای دو قطب با دینامیک کاملاً مشخص میباشد. این تعریف با معادله ۴–۹ تقسیم بر مجموع همه *زA* ها به صورت ریاضی بیان میشود. شرای یک سیستم بر مجموع همه *زA* ها به صورت ریا دینامیک میرود. شکل آن حداکثر تاز فرکانس طبیعی واقعی با دینامیک کاملاً مشخص میباشد. این تعریف با معادله ۴–۹ تقسیم بر مجموع همه *زA* ها به صورت ریاضی بیان میشود. شکل ۴–۴۲ رسم خطای ارتعاش را به عنوان تابعی از فرکانس طبیعی واقعی

¹ Robustness

² Vibration- Error

سیستم نشان میدهد. ورودی برای یک سیستم با فرکانس طبیعی ∞ طراحی شده است. پاسخ قابل قبول در کمتر از ۵ درصد از ارتعاشات باقیمانده تعریف شده است. شکل ۴–۴۳ نشان میدهـ د کـه ورودی دو ضربه برای تغییرات فرکانس کمتر از ۵ ± ≈ درصد مقاوم است.



شکل (۴–۴۲) خطای ارتعاش در مقابل فرکانس طبیعی سیستم برای سه سیستم با مقادیر مختلف نسبت میرایی که توسط دو ضربه متوالی شکل ۴–۴۱ تحریک شدهاند. [۵۱]

به منظور افزایش مقاوم بودن ورودی در اثر تغییرات فرکانس طبیعی سیستم، یک قید جدید میتواند اضافه شود. مشتقات معادله ۴–۱۲ با توجه به فرکانس (w) میتواند برابر صفر قرار داده شود (معادلـه ۱۴-۴).

$$\sum_{j=1}^{N} A_j t_j e^{-\zeta \omega(t_N - t_j)} \sin\left(t_j \omega \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$

$$\sum_{j=1}^{N} A_j t_j e^{-\zeta \omega(t_N - t_j)} \cos\left(t_j \omega \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$
(14-4)

دو معادله برای این مشتقات، به سیستم با قرار دادن $\omega_0 = \omega$ اضافه شده است. بنابراین، دو معهول بیش تر بایستی با افزایش یافتن ورودی از دو به سه ضربه (مجهولات اضافه شده مجهول بیش تر بایستی با افزایش یافتن ورودی از دو به سه ضربه (مجهولات اضافه شده A_3, t_3) اضافه شود. منحنی های ورودی متناظر و خطای ارتعاشی که از حل کردن چهار معادله نتیجه می شود، در شکل ۴–۴۴ و ۴–۴۵ نشان داده شده است. در این مورد، ورودی برای تغییرات فرکانس سیستم تا ۲۰ $\pm \infty$ درصد مقاوم است. فرآیند اضافه کردن مقاومت،

میتواند در ادامه بسط یابـد تـا شـامل مشـتق دوم معادلـه ۴–۱۲ نسـبت بـه ۵ شـود. شـکل کلـی
q امین مشتق معادله ۴–۱۲ با توجه به ۵ و قراردادن
$$w = w_0$$
 به صورت زیر داده میشود:

$$\sum_{\substack{j=1\\N}}^{N} A_j(t_j)^q e^{-\zeta \omega_0(t_N - t_j)} \sin\left(t_j \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$

$$\sum_{\substack{j=1\\j=1}}^{N} A_j(t_j)^q e^{-\zeta \omega_0(t_N - t_j)} \cos\left(t_j \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}\right) = 0$$

$$(\lambda \Delta - \hat{Y})$$





تنظ_یم ک_ردن مش_تقات دوم (معادل_ه ۴–۱۵ هنگ_امی ک_ه q=0) براب_ر ص_فر، مس_تلزم آن اسـت کـه خطای ارتعاش حـول فرکانس طبیعی در نظر گرفته شـده صاف باشـد. دو معادلـه مقیـد افـزوده شـد، بنـابراین تـوالی ضـربهها از یـک بـه چهار ضـربه افـزایش یافته است.

منحنیهای ورودی متناظر و خطای ارتعاش در شکلهای ۴-۴۶ و ۴-۴۷ نشان داده شده است. در این مورد، ورودی برای تغییرات فرکانس سیستم از ۳۰ – ≈ درصد تا ۴۰ درصد مقاوم است.



🗖 مقاوم بودن به خطاهای میرایی

به منظور این که ورودی های سیستم به تغییرات پارامترها غیر حساس باشد، عدم اطمینان در نسبت میرایی بایستی بررسی گردد. شبیه به فرکانس طبیعی در بخش قبلی، مشتق دامنه ارتعاشات با توجه به نسبت میرایی میتواند محاسبه شود. میتوان نشان داد [۵۲] عبارت مشابهی که مشتقات صفر را با توجه به فرکانس تضمین میکند، مشتقات صفر را با توجه به نسبت میرایی نیز تضمین میکند. بنابراین، مقاوم بودن به خطاها در میرایی، از همان طریق اضافه کردن مقاوم بودن به خطاها در فرکانس بدست میآید. شکل ۴-۴۸ عبارت خطای ارتعاش را برای سه توالی ایجاد شده در بخش قبلی نشان میدهد. توجه شود که بطور وسیعی تغییرات بزرگ در میرایی تحمل شده است. [۵۵]



شکل (۴–۴۸) خطای ارتعاش در مقابل نسبت میرایی برای دو، سه و چهار ورودی ضربه که برای یک سیستم با نسبت میرایی ۰/۰۵ محاسبه شده است. [۵۱]

۴–۹–۴– بدست آوردن فرکانس طبیعی و نسبت میرایی مفصل انعطاف پذیر برای اعمال روش شکلدهی ورودی

همانطور که در بخشهای قبل ملاحظه گردید، به منظور اعمال روش شکلدهی ورودی به یک سیستم به فرکانس طبیعی و نسبت میرایی آن، نیاز میباشد.

به منظور بدست آوردن فرکانس طبیعی اول مفصل انعطاف پذیر با سختی متغیر همان گونه که در بخش سوم توضیح داده شد، آزمون مودال طراحی و انجام گردید. شکل ۳–۳۱ در بخش ۳–۵–۱۵ میزان فرکانس طبیعی بدست آمده از آزمون مودال را در حالت کمینه سختی (طول مؤثر فنرها ۳۴/۴۵ میلیمتر میباشد) نمونه اولیه ساخته شده مفصل انعطاف پذیر با سختی متغیر نشان میدهد. مقدار فرکانس طبیعی نزدیک به ۱۲ هرتز میباشد.

به منظور مقایسه مقدار فرکانس طبیعی مدل شبیهسازی شده در سیمولینک نرم افزار متلب با مدل واقعی، ابتدا موقعیت لغزنده ابر روی فنرها در مدل شبیه سازی شده در نرم افزار متلب، در فاصله ۲-۴ میلی متر از محور مفصل تنظیم می گردد. سپس عمل خطی سازی همان طور که در بخش ۴–۲ ارائه شد انجام می گیرد. حال با استفاده از دستور sys=ss(A,B,C,D) مدل فضای حالت سیستم ساخته می شود. سپس فرکانس های طبیعی و نسبت های میرایی سیستم با دستور = $[W_n, Zeta]$ $W_n = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 75.555 & 75.555 & 100.5078 & 100.0808 & 609.3682 & 609.3924 \end{bmatrix}$ $Zeta = \begin{bmatrix} -1 & -1 & 0.0095 & 0.0095 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$ دو فركانس طبيعى صفر به دليل دو مود صلب مفصل انعطاف پذير مى باشد و فركانس بعدى $\frac{rad}{s}$ ۵۵۵/۷۵ مى باشد كه معادل Hz معادل 17/۰۲۵۰ مى باشد. برابر شدن فركانس هاى طبيعى سيستم در حالت واقعى و شبيه سازى ضمن تأييد صحت مدل سازى، راه را براى اعمال روش شكل دهى ورودى هموار مى سازد. با توجه به اين كه تغييرات بزرگ در نسبت ميرايى تحمل مى گردد (در بخش ۴ – ۹ – ۲ بررسى گرديد)، در اجراى روش شكل دهى ورودى از مقدار بدست آمده از شبيه سازى براى محاسبه نسبت ميرايى استفاده مى گردد.

۴–۹–۵– اعمال شکلدهنده ورودی مثبت به مفصل انعطاف پذیر با سختی متغیر

در این بخش طرح کنترلی بررسی شده در بخشهای قبلی در محیط شبیهسازی نرم افزار متلب اجرایی میشود. در طرح اول، از روش شکل دهنده مثبت استفاده میشود. موقعیت زاویهای مفصل انعطاف پذیر بایستی همان ورودی پله ۲۰ درجه را که در روش فیدبک بهینه و فیدبک بهینه به همراه انتگرال گیر اجرا شده بود را رهگیری نماید. همچنین عملکرد کنترلر ترکیبی فیدبک بهینه و شکل دهنده ورودی از لحاظ تعقیب ورودی، تنظیم کنترلر و حذف ارتعاشات بررسی و با فیدبک بهینه مقایسه می گردد.

شـکل ۴۹-۴۹ دیـاگرام بلـوکی طـرح کنترلـی پیشـنهاد شـده را هنگـامی کـه LQR بـا طـرحهـای کنترل شکلدهی ورودی ترکیب شده است نشان میدهد.



شکل (۴۹-۴) دیاگرام بلوکی پیکرهبندی طرحهای کنترل ترکیبی

با توجه به این که خطای زیر ۵ درصد بین فرکانس طبیعی واقعی و مدل شبیهسازی وجود دارد، ابتدا از روش شکل دهنده بدون ارتعاش مثبت (ZV) استفاده می گردد. مقادیر فرکانس طبیعی و نسبت میرایی مفصل انعطاف پذیر در دو حالت کمینه سختی و بیشینه سختی به شکل زیر می باشد. لازم به توضیح است که مقادیر زیر از مدل شبیه سازی شده و اصلاح شده در نرم افزار متلب استخراج شده است.

69.1920 $\frac{rad}{sec}$ فركانس طبيعى در حالت كمينه سختى69.19200.0108نسبت ميرايى در حالت كمينه سختى81.5102فركانس طبيعى در حالت بيشينه سختىفركانس طبيعى در حالت بيشينه سختى

نسبت میرایی در حالت بیشینه سختی 0.0084

مقدار دامنه A_i ها و زمان اعمال دو ضربه از روابط ارائه شده در شکل ۴-۴۲ برای مفصل الاستیک در حالت کمینه سختی بدست میآیند.

 $A_i = [0.5085 \quad 0.4915]$ $t_i = [0 \quad 0.04541]$

شـکل ۴–۵۰ نشـان مـیدهـد کـه در حـالتی کـه سیسـتم حلقـه بـاز مـیباشـد، اعمـال تکنیـک شـکل دهـی ورودی سـبب حـذف ارتعاشـات مفصـل انعطـاف پـذیر مـیشـود. امـا تأثیری بر روی تصحیح خطای حالت ماندگار ندارد.

¹ Positive Zero Vibration Input Shaper
در شکل ۴-۵۱ در اعمال ورودی مرجع به سیستمهای با فیدبک بهینه حالت به تنهایی و به همراه شکل دهنده ورودی (ZV) ملاحظه می گردد که ارتعاشات باقیمانده از روش کنترل فیدبک بهینه کاملاً فرو نشانده شده است.



شکل (۴–۵۱) موقعیت زاویهای محور مفصل الاستیک در در آزمون اعمال ورودی مرجع شکل نیافته و شکل دهی آزمون اعمال ورودی مرجع به سیستمهای با فیدبک حالت بهینه به تنهایی و به همراه شکل دهنده ورودی

شكل (۴-۵۰) موقعیت زاویه ای محور مفصل الاستیک شده به سیستم حلقه باز

ا التوجــه بــه شــكل ۴-۵۲، روش شــكل دهــى ورودى بــه همــراه فيــدبک انتگــرال حالــت
نــأثیر قابــل تــوجهی در نتــایج بدســت آمــده در شــکل ۴-۳۵ نــدارد. بــا توجــه بــه شــکل
۴–۵۳، در هنگــام اعمــال روش.هــای کنترلــی ترکیبــی دامنــه ولتــاژ موتورهــا بــه ۱۲ ولــت





شکل (۴–۵۳) ولتاژ موتورهای DC در هنگام اعمال کنترلر بهینه با فیدبک انتگرال حالت به تنهایی و به همراه شکل دهنده ورودی به سیستم حلقه بسته



شکل (۴–۵۲) موقعیت زاویهای محور مفصل در اعمال ورودی مرجع شکل نیافته و شکل دهی شده به سیستمهای حلقه بسته به تنهایی و به همراه شکلدهنده ورودی

فصل ۵:

جمع بندی و پیشنهادها

۵-۱- جمعبندی

در این پایان نامه مفصل دارای سختی متغیر طراحی شده برای یک بازوی رباتی و همچنین نحوه کنترل سختی و موقعیت مفصل را ارائه گردید. انعطاف پذیری توسط فنرهای تخت متصل به محور مفصل ایجاد گردید و تغییر طول مؤثر فنر به تغییر سختی منجر شد. طول مؤثر فنرها از طریق حرکت دادن لغزندهها و با استفاده از غلتکهایی که روی فنرها میغلتیدند، صورت گرفت. لغزندهها به کمک مکانیزم چهارمیلهای جابجا شدند. دو محرکه یکسان به مکانیزم چهار میلهای وصل گردیدند که به تحریک موازی منجر شد. به خاطر تحریک موازی، بار مفصل انعطاف پذیر توسط محرکها به اشتراک گذاشته شد. بنابراین محرکهها برای ثابت نگهداشتن سختی، نیاز به گشتاور نداشتند، که سبب راندمان بالاتر انرژی میشود. هنگامی که لینکها با سرعت مشابه در جهت یکسان چرخیدند، محور بدون تغییر مکان لغزندهها چرخید، که به عدم تغییر سختی منجر شد. هنگامی که لینکها در جهت مخالف چرخیدند، لغزندهها جابجا شدند، در حالی که محور مفصل بدون حرکت باقی ماند که به تغییر مخالف چرخیدند، لغزندهها جابجا شدند، در حالی که محور مفصل بدون حرکت باقی ماند که به تغییر

دو تکنیک اساسی در این پایان نامه برای شناسایی و تخمین سختی دقیق مفصل مطرح شد. روش اول متکی به سختی استاتیکی بود که با اندازه گیری تغییر شکل در مکان مفصل با توجه به نیروی استاتیکی وارد شده بدست آمد.

استراتژی دوم، شناسایی سختی مفصل بر اساس آزمون مودال مفصل الاستیک صورت گرفت که با رسم نمودارهای پاسخ فرکانسی مفصل، مقدار سختی دینامیکی در دو حالت کمینه سختی و بیشینه سختی در فرکانس نزدیک به صفر مورد ارزیابی قرار گرفت.نتایج نشان دادند که مقدار سختی دینامیکی مفصل در فرکانسهای نزدیک به صفر با مقدار سختی استاتیکی نزدیک میباشد. با تخمین سختی دقیق مفصل انعطاف پذیر با سختی متغیر، یک کنترلر بهینه برای رهگیری ورودی و کاهش ارتعاشات مفصل انعطاف پذیر پیشنهاد شد. مدل دینامیکی سیستم با استفاده از قانون اویلر استخراج گردید و برای شبیهسازی از نرم افزار متلب ویرایش 2014 استفاده شد. به منظور مطالعه اثربخشی کنترلرها، کنترلرهای تنظیم کننده درجه دوم خطی (LQR) به تنهایی و به همراه فیدبک انتگرال حالت برای کنترل موقعیت مفصل انعطاف پذیر طراحی گردیـد. شـبیهسازیها نشان دادند که در کنترلر بهینه فیدبک حالت، علیرغم این که سیستم زمان پاسخ کوتاهی دارد، اما ارتعاشات باقیمانده هنوز حذف نشدهاند. لذا این کنترلرها با طرح کنترل شکل دهی ورودی بـه منظ ور کاهش ارتعاشات سیستم مفصل انعطاف پذیر، ترکیـب شـدند. در طـرح کنتـرل شکل دهی ورودی از مشخصات سیستم، استخراج شده از مدل شبیهسازی شده و آزمـون تجربی بـرای کنتـرل ارتعاشات استفاده گردید. با ترکیب کنترلر بهینه فیدبک حالت با شکل دهنده ورودی مشاهده شد که ارتعاشات مشخصات سیستم، استخراج شده از مدل شبیهسازی شده و آزمـون تجربی بـرای کنتـرل ارتعاشات عملکرد کنترلرهای خطی فیدبک حالت با طرح کنترل حالت زمان پاسخ طـولانی شـود. ورودی، تنظیم شرایط اولیه، کاهش ارتعاشات و مشخصات پاسخ زمانی مـورد بررسی و مقایسـه قـرار گرفتند.

۵-۱-۱- نو آوری

در این پایان نامه، ضمن بررسی و انجام روشهای محاسبه سختی مفصل، هدف دستیابی به الگوریتم محاسبه دقیق سختی محرکه الاستیک با توجه به امکانات موجود بود. ضمن این که در محرکههای با سختی متغیر به منظور بهبود و دستیابی به پهنای باند بیشتر مفصل، آنالیز فرکانسی قبل از بهینهسازی و بعد از آن مورد نیاز است که در پژوهشهای قبلی صورت نگرفته است.

پس از ارزیابی رفتار دقیق سختی متغیر محرکه بر اساس مـدل دینـامیکی، بـا اسـتفاده از روشهـای کنترلی، ارتعاشات مفصل کاهش داده شد.

در این طرح ایدههای مرتبط با محاسبه دقیق سختی و کاهش ارتعاشات در سه حوزه ذیل مورد توجه

🗖 آنالیز مودال مفصل با سختی متغیر

این تحلیل دینامیکی توانست ضمن ارائه یک روش جدید برای محاسبه سختی مفصل، در بهینهسازی و کنترل دقیق آن نقش مؤثری داشته باشد. به منظور اطمینان از صحت روش، نتایج با روشهای دیگر محاسبه سختی نظیر تست استاتیکی و شبیهسازیهای کامپیوتری ارزیابی شدند.

🗖 تحليل ديناميكي نظري و تجربي محركه الاستيك

در این پایان نامه تحلیل دینامیکی مفصل الاستیک با سختی متغیر، علیرغم پیچیدگیهای آن، با استخراج روابط دینامیکی دقیق مفصل صورت گرفت. این تحلیلها میتواند ضمن ارائه یک روش جدید برای محاسبه سختی مفصل، در بهینه سازی و کنترل دقیق آن نقش مؤثری داشته باشد. اگر چه طراحی و ساخت مفصل سختی متغیر در این پایان مورد نظر نبود اما طراحی و ساخت مفصل سختی متغیر در دو نمونه صورت گرفت و تستهای ارتعاشی نمونه اولیه در آزمایشگاه در مراحل تحقیقاتی به تحقق مدل سازی دقیق مفصل انجامید، اما تطبیق شبیه سازی های مربوط به روابط دینامیکی و کنترلی انجام نشد.

□ كاهش و حذف ارتعاشات باقيمانده مفصل الاستيك

با ترکیب کنترلر بهینه فیدبک حالت با شکلدهنده ورودی، ارتعاشات باقیمانده کاملاً فرو نشانده شدند.

۵–۱–۲ پیشنهادها

با توجه به این که نتایج این پایان نامه به خوبی تحلیل دقیق دینامیکی محرکه الاستیک را برای کمینه کردن ارتعاشات نشان داد، بایستی در ادامه تطبیق شبیهسازیهای مربوط به روابط دینامیکی وکنترلی در مدل ساخته شده واقعی انجام گیرد. به منظور افزایش بازه سختی مفصل الاستیک نیاز است مطالعه مواد انعطاف پذیر جدید به جای فولاد فنر بررسی و مطالعه گردد.

حال که تحلیل دینامیکی و روش تخمین دقیق سختی و کنترل مفصل به منظور رهگیری ورودی فرمان داده شده و تنظیم شرایط اولیه صورت پذیرفته است و با توجه به مزایای ذکر شده در مورد مفصل مورد مطالعه، کاهش اندازه و وزن آن به منظور هر چه بیشتر عملیاتی کردن مفصل باید در کارهای آینده انجام گیرد.

- Choi J., Hong S., Lee W., Kang S. and Kim M. (2011) "A robot joint with variable stiffness using leaf springs" *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 27, no. 2, pp. 229-238.
- [2] Tsetserukou D., Kawakami N. and Tachi S. (2008) "Vibration damping control of robot arm intended for service application in human environment" 8th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, Daejeon, Korea.
- [3] Kostic D., Jager B. De. and Steinbuch M. (2002) "Robust attenuation of direct-drive robot-tip vibrations" *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Switzerland.
- [4] Akyuz I. H., Bingul Z. and Kizir S. (2012) "Cascade fuzzy logic control of a singlelink flexible-joint manipulator" *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, vol. 20, no. 5, pp. 713-726.
- [5] Tagliamonte N. L., Sergi F., Accoto D., Carpino G. and Guglielmelli E. (2012) "Double actuation architectures for rendering variable impedance in compliant robots: A review" *Journal of Mechatronics*, vol. 22, pp. 1187–1203.
- [6] Wolf S., Eiberger O. and Hirzinger G. (2011) "The DLR FSJ: Energy based design of a variable stiffness joint" *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pp. 5082–5088, Shanghai, China.
- [7] Kim B. S., Song J.B. and Park J.J. (2010) "A serial-type dual actuator unit with planetary gear train: Basic design and applications" *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 15, no. 1, pp. 108-116.
- [8] Tagliamonte N. L., Sergi F., Carpino G., Accoto D. and Guglielmelli E. (2010) "Design of a variable impedance differential actuator for wearable robotics applications" *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (*IROS*), pp. 2639–2644, Taipei, Taiwan.
- [9] Wolf S. and Hirzinger G. (2008) "A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation" *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pp. 1741–1746, Pasadena, California, USA.
- [10] Hurst J. W., Chestnutt J. E. and Rizzi A. A. (2010) "The actuator with mechanically adjustable" *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 26, no. 4, pp. 597-606.
- [11] Eiberger O., Haddadin S., Weis M., AlbuSchaffer A. and Hirzinger G. (2010) "On joint design with intrinsic variable compliance: Derivation of the DLR QA-Joint" *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Anchorage, Alaska, USA.
- [12] Sharon A., Hogan N. and Hardt D. (1988) "High bandwidth force regulation and inertia reduction using a macro/micro manipulator system" *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pp. 126–132, Pasadena, USA.

- [13] Zinn M., Roth B., Khatib O. and Salisbury J. K. (2004) "A new actuation approach for human friendly robot design" *The International Journal of Robotics Research*, vol. 23, no. 4–5, pp. 379-398.
- [14] Migliore S., Brown E. and DeWeerth S. (2005) "Biologically inspired joint stiffness control" *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pp. 4508–4513, Barcelona, Spain.
- [15] Koganezawa K. (2005) "Mechanical stiffness control for antagonistically driven joints" *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (*IROS*), pp. 1544–1551, Edmonton, Canada.
- [16] Sonoda T., Nishida Y., Nassiraei A. and Ishii K. (2010) "Development of antagonistic wiredriven joint employing kinematic transmission mechanism" *Journal of Automation, Mobile Robotics and Intelligent Systems*, no. 4, pp. 62–70.
- [17] English C. and Russell D. (1999) "Implementation of variable joint stiffness through antagonistic actuation using rolamite springs" *Mechanism and Machine Theory- Journal- Elsevier*, no.34, pp. 27–40.
- [18] Mitrovic D., Klanke S. and Vijayakumar S. (2011) "Learning impedance control of antagonistic systems based on stochastic optimization principles" *The International Journal of Robotics Research*, no. 30, pp. 556–73.
- [19] Choi J., Hong S., Lee W. and Kang S. (2009) "A variable stiffness joint using leaf springs for robot manipulators" *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Kobe, Japan.
- [20] Tonietti G., Schiavi R. and Bicchi A. (2005) "Design and control of a variable stiffness actuator for safe and fast physical human/robot interaction" *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona, Spain.
- [21] Schiavi R., Grioli G., Sen S. and Bicchi A. (2008) "VSA-II: A novel prototype of variable stiffness actuator for safe and performing robots interacting with humans" *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Pasadena, CA, USA.
- [22] Cannon R.H. and Schmitz Jr E. (1984) "Initial experiments on the end-point control of a flexible one-link robot" *International Journal of Robotics Research*, vol. 3, pp. 62-75.
- [23] Trautman C. and Wang D. (1995) "Experimental H_{∞} control of a single flexible link with a shoulder joint" *IEEE International Conference on Robotic and Automation*, vol. 1, pp. 1235-1241, Nagoya, Aichi, Japan.
- [24] Ho M.T. and Tu Y.W. (2005) "PID controller design for a flexible-link manipulator" 44th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference, pp. 6841-6846, Seville, Spain.
- [25] Tien L.L., Schaffer A.A. and Hirzinger G. (2007) "MIMO state feedback controller for a flexible joint robot with strong joint coupling" *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3824-3830, Roma, Italy.
- [26] Jang J.S.R. (1993) "ANFIS: Adaptive-network-based fuzzy inference systems" *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 23, pp. 665-685.

- [27] Passino K.M. and Yurkovich S. (1995) "Fuzzy learning control for a flexiblelink robot" *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, vol. 3, pp. 199-210.
- [28] Kitamura Y., Iwabuchi K., Nonami K. and Nishimura H. (1996) "Positioning control of flexible arm using frequency-shaped sliding mode control" *Third International Conference on Motion and Vibration Control*, pp. 178-183, Chiba, Japan.
- [29] Choi S.B. and Shin H.C. (1996) "A hybrid actuator scheme for robust position control of a flexible single-link manipulator" *Journal of Robotic Systems*, vol. 13, pp. 359-370.
- [30] Fareh R. and Saad M. (2009) "Adaptive control for a single flexible link manipulator using sliding mode technique" *IEEE 6th International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices*, pp. 1-6, Djerba, Tunisia.
- [31] Siddique M.N.H. and Tokhi M.O. (2006) "GA-based neural fuzzy control of flexible-link manipulators" *Journal of Engineering Letters*, vol. 13, pp. 148-157.
- [32] Huang J. and Lin J. (2008) "Backstepping control design of a single-link flexible robotic manipulator" *Proceedings of the 17th World Congress of the International Federation of Automatic Control*, pp. 11775-11780, COEX, South Korea.
- [33] Maouche A.R. and Attari M. (2008) "Adaptive neural control of a rotating flexible manipulator" *IEEE International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, pp. 517-522, Ischia, Italy.
- [34] Asada H., Ma Z.D. and Tokumaru H. (1987) "Inverse dynamics of flexible robot arms of trajectory control. Modeling and Control of Robotic Manipulators" *ASME Winter Annual Meeting*, pp. 329–336, Boston, USA.
- [35] Aspinwall D. M. (1980) "Acceleration profiles for minimizing residual response" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol.102, pp. 3–6.
- [36] Bayo E. (1988) "Computedtorque for the position control of openchain flexible robots" *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 316–321, Philadelphia, USA.
- [37] Pfeiffer F. and Gebler G. (1988) "A multistage approach to the dynamics and control for elastic robots" *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 2–8, Philadelphia, USA.
- [38] Kotnik P. T., Yurkovich S. and Ozguner U. (1988) "Acceleration feedback for control of a flexible manipulator arm" *Journal of Robotic Systems*, vol. 5(3), pp. 181–196.
- [39] Chang P. H. and Park H. S. (2005) "Time- varing input shaping technique applied to vibration reduction of an industrial robot" *Journal of Control Engineering Practice*, vol. 13, pp. 121–130.
- [40] Spong M.W. (1987) "Modeling and control of elastic joint robots" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, vol. 109, no. 4, pp. 310-319.

- [41] Flacco F., Luca A. D., Sardellitti I. and Tsagarakis N. G. (2012) "On-line estimation of variable stiffness in flexible robot joints" *The International Journal of Robotics Research*, vol. 31, no. 13, pp. 1556-1577.
- [42] Craig K. "Stepper motors" Rensselaer Polytechnic Institute, ebook.
- [43] Flugge W. (1962) "Handbook of engineering mechanics", MacGraw-Hill, New York.
- [44] Alici G. and Shirinzadeh B. (2005) "Enhanced stiffness modeling, identification and characterization for robot manipulators" *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 21, no. 4, pp. 554-564.
- [45] Young M. S., Tiwari M. and Singh R. (2007) "Identification of joint stiffness matrix using a decomposition technique" *IMAC-XXV: Conference & Exposition on Structural Dynamics*. Orlando, USA.
- [46] Pasha H. G., Allemang R. J., Phillips A. W. and Young A. (2015) "Estimation of torsional compliance from free-free frf measurements: ercf theory" 33th International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, FL, USA.
- [47] Rediers B., Yang B. and Juneja B. (1998) "Static and dynamic stiffness one test, two results" *Sound and Vibration*, pp. 22-24.
- [48] Ferreira J. V. and Ewins D. J. (1999) "Vibration characteristics of a beam with nonlinear support using receptance coupling analysis" *IMAC XVII - 17th International Modal Analysis Conference - Modal Analysis: Reducing the Time to Market*, Florida, USA.
- [49] He J. and Fu Z. F. (2001) "Modal analysis" British Library Cataloguing in Publication Data, London.
- [50] Singhose W., Biediger E. O., Chen Y. H. (2004) "Reference command shaping using specified- negative- amplitude input shapers for vibration reduction" *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,* vol.126, pp. 210-214.
- [51] Singer N. C. and Seering W. P. (1990) "Preshaping command inputs to reduce system vibration" *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol.112, pp. 76-82.
- [52] Singer, N. C. (1988), *PhD. Thesis*, "Residual vibration reduction in compuer controlled machines", *Department of Mechanical Engineering*, Massachusetts Institute of Technology.

Abstract:

Compliant actuation systems have been developed in recent years for a variety of possible advantages, such as establishing a safe human-robot interaction, increasing energy efficiency and reducing the effects of impacts. Flexibility is generally an undesirable feature in robot manipulators because it causes significant control problems such as vibrations and static deflection. In order to reduce the performance degradation, systems involving more than one active element for each actuated degree of freedom are being investigated to allow separate position and impedance regulations. This thesis presents a variable stiffness joint (VSJ) designed for a robot manipulator, as well as a control scheme to control the stiffness and position of the VSJ. Compliance is generated by leaf springs and two actuators are used to control the position and stiffness of the joint using four-bar linkages. Two actuators in parallel configuration are connected to the spring. Changing the effective length of the spring results in a change in stiffness. Two basic techniques in this Thesis has been proposed for measuring joint stiffness. The first technique relies on static stiffness and requires deformation measurements at the joint location given a known static force. The second strategy identifies joint properties based on measured vibration data of a joined assembly. Static data is contained within dynamic data. After estimating the exact amount of joint stiffness, a linear quadratic regulator (LQR) controller only and with integral state feedback control is developed for angular position control of a flexible joint manipulator. Then this is extended to incorporate input shaper control schemes for complete elimination vibrations of the flexible joint system.

Keywords: Variable stiffness joint, Joint stiffness identification, Vibration control, Input shaping



Shahrood University of Technology Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronic

Dynamic Analysis of Elastic Actuator With Variable Stiffness To Reduce The Vibration

Amirhosein Nouranian

Supervisor: Dr. Mahdi Bamdad

Advisor: Dr. Mohamad Mahdi Khatibi

January 2016