



## مدلسازی، طراحی و تحلیل تعلیق صندلی مبتنی بر ساختار سختی منفی به منظور بهبود محیط ارتعاشی خلبان هلیکوپتر

احسان داودی<sup>۱</sup>، پدram صفرپور<sup>۱\*</sup>، مهدی پورقلی<sup>۲</sup>، مصطفی خزایی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> دانشکده مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

<sup>۲</sup> دانشکده برق، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

<sup>۳</sup> مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۲/۲۷

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۱۴

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۲۴

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۰۸

### کلمات کلیدی:

میرایی ارتعاش

ساختار سختی منفی

سیستم تعلیق صندلی

ارتعاش کل بدن

صندلی خلبان

**خلاصه:** ارتعاشات انتقالی به سرنشین هلیکوپتر سرمنشاء بسیاری از مشکلات سلامتی می‌باشد. در این مقاله به منظور بهبود محیط ارتعاشی برای خلبان، یک مکانیزم تعلیق با ساختار سختی منفی پیشنهاد شده است. ساختار سختی منفی در ترکیب با ساختارهای سختی مثبت می‌تواند سختی دینامیکی کل سیستم و در نتیجه انتقال پذیری ارتعاش را کاهش دهد. ویژگی اصلی تعلیق پیشنهادی کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین در کنار حفظ قابلیت باربرداری آن می‌باشد. در اینجا پس از ارائه یک مدل یکپارچه از سیستم تعلیق صندلی - سرنشین، روند طراحی پارامترهای سیستم تعلیق به منظور کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین ارائه می‌شود. به منظور بررسی عملکرد سیستم تعلیق در حالت واقعی و نزدیک کردن نتایج به واقعیت، شبیه‌سازی‌ها بر اساس سیگنال واقعی اندازه‌گیری شده کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ انجام شد. سپس با استفاده از استاندارد ایزو-۲۶۳۱ و معیارهای مرسوم، میزان ارتعاش صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان ارزیابی گردید. نتایج نشان از عملکرد مناسب تعلیق طراحی شده است بطوریکه دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش ارتعاش عمودی در اجزای مختلف بدن سرنشین نشانگر کاهش متوسط حدود ۴۰٪ دامنه ارتعاش می‌باشد. همچنین درجه ناراحتی از محدوده "ناراحت کننده" به "مقدار کمی ناراحتی" ارتقا یافت. نتایج همچنین نشان داد که طیف فرکانسی ارتعاش کف کابین به طیف فرکانسی روی صندلی و سر خلبان نزدیک بوده و عملاً مدولاسیون فرکانسی در طی مسیر ارتعاش از کف تا صندلی و سپس سر سرنشین اتفاق نمی‌افتد.

### ۱- مقدمه

این موارد باعث تحمیل هزینه‌های زیاد درمانی در کنار هزینه‌های آموزش خدمه جدید می‌شود [۵]. این موارد باعث اتخاذ قوانین سختگیرانه در موضوع سلامتی خدمه شده مخصوصاً در کاربردهای نظامی که ابزارهای اضافی مثل عینک دید در شب<sup>۱</sup> و نمایش حواس<sup>۲</sup> در کلاه خلبان هلیکوپتر ادغام شده است. در گزارش‌های اخیر به وجود وسایل اضافی مانند عینک دید در شب و نمایش حواس در کلاه خدمه پروازی بعنوان یکی از علل درد پشت و گردن اشاره شده است [۳ و ۶].

این ارتعاشات عمدتاً بر اثر ارتعاشات هارمونیک ناشی از روتور،

هلیکوپترها به جهت قابلیت‌های منحصر بفردشان در بسیاری از کاربردهای نظامی و غیرنظامی مورد استفاده قرار می‌گیرند. با اینحال سطوح بالای ارتعاشات منتقل شده به سرنشینان که منشاء بسیاری از مشکلات سلامتی مانند خستگی و ناراحتی خدمه در کوتاه مدت، آسیب‌های دردناک پشت و کمر، فشار مضاعف به گردن و ... می‌باشد یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش‌روی استفاده از هلیکوپترها است. گزارشات مختلف نشان می‌دهد که درصد زیادی از خلبانان فارغ از نوع هلیکوپترشان درد کمر، پشت و گردن را تجربه کرده‌اند [۱-۴].

1 Night Vision Goggles (NVG)

2 Head-Up Display (HUD)

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: p\_safarpour@sbu.ac.ir



پروانه، جعبه دنده و موتور بعلاوه ارتعاشات ساختاری ناشی از آیرودینامیک‌های ناپایدار ایجاد می‌شوند و معمولاً از طریق صندلی‌ها یا کف کابین به بدن شخص انتقال می‌یابند. این ارتعاشات چندفرکانسی می‌تواند بر روی کل بدن یا ارگان‌های خاصی از آن، اثرات زیان‌باری را تحمیل نمایند. مطالعات مختلف به خوبی نشان داده است که ارتعاشات در فرکانس‌های تحریک پایین (۵/۸۰-هرتز) مهمترین عامل خطر برای ستون فقرات، کمر و گردن می‌باشد و با اثرگذاری جدی بر روی سلامت فیزیکی و ذهنی خدمه، موجب کاهش کارایی عملکردی آنها می‌شود. بنابراین کاهش سطوح ارتعاشات تجربه‌شده توسط خدمه پروازی یک امر ضروری برای بالابردن کیفیت پرواز و کاهش مشکلات سلامتی جامعه هلیکوپتری می‌باشد. از آنجاییکه تغییر ساختار سازه‌ای هلیکوپتر به منظور کاهش ارتعاشات، مساله‌ای پیچیده، گران و زمانبر است، رویکرد طراحی صندلی‌های دارای سیستم تعلیق پیشرفته بعنوان یک روش مستقیم، نسبتاً ارزان و با افق اجرای کوتاه‌مدت برای کاهش ارتعاشات منتقله به خدمه می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

سیستم‌های تعلیق بر حسب نوع استراتژی کنترلی خود به سه نوع غیرفعال، نیمه فعال و فعال دسته‌بندی می‌شوند. از آنجاییکه رویکرد غیرفعال، عموماً یک کاهش متوسط در ارتعاش را بدون هیچ خطر ناپایداری و با پیچیدگی کمتر نسبت به وسایل کنترل فعال فراهم می‌آورد و همچنین به جهت عدم نیاز ساختارهای غیرفعال به انرژی خارجی و عدم استفاده از فیدبک آنلین در آنها، کاربرد این نوع از سیستم‌های تعلیق در هلیکوپترها مورد توجه است [۷].

در سال‌های اخیر به منظور ارتقا میزان کاهندگی ارتعاشات صندلی وسایل نقلیه، رویکرد کنترلی غیرفعال یا به عبارت دیگر روش‌های ایزولاسیون ارتعاش بطور گسترده و عمیق مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل اصلی که اغلب برای بیان و بررسی ایزولاسیون ارتعاش بکار برده می‌شود یک مدل یک درجه آزادی است که شامل یک فنر خطی و دمپر با اتصال موازی می‌باشد. در این نوع ساختار کاهش ارتعاش تنها برای فرکانس‌های ورودی بزرگتر از  $\sqrt{2}$  برابر فرکانس طبیعی سیستم تعلیق روی می‌دهد و برای فرکانس‌های ورودی کمتر از  $\sqrt{2}$  برابر فرکانس طبیعی سیستم مخصوصاً فرکانس‌های نزدیک به فرکانس طبیعی سیستم تعلیق، سطح ارتعاش صندلی نسبت به کف کابین در عمل افزایش می‌یابد. از اینرو اینچنین ساختارهایی تنها

- 1 Virgin
- 2 Chnin
- 3 Paut
- 4 Hostens
- 5 Plooy
- 6 Sun
- 7 Carrella

بصورت یک جرم فشرده و نادیده گرفتن حرکات نسبی اجزای مختلف بدن، بحث ارتعاشات کل بدن<sup>۱</sup> نادیده گرفته شده یا بصورت محدود بررسی شده است. در حالیکه در این مطالعه با استفاده از یک مدل پارامتر فشرده از بدن انسان، ارتعاش اجزای مختلف بدن سرنشین و تاثیرات متقابل آن‌ها روی صندلی و سیستم تعلیق نیز در ارزیابی‌ها لحاظ شده است. همچنین به منظور نزدیک کردن نتایج به واقعیت و صحت‌سنجی عملکرد سیستم تعلیق در عمل، از داده‌های ارتعاشی واقعی هلیکوپتر بل-۴۱۲ در شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است. لازم بذکر است به منظور بررسی عملکرد سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات وارد بر بدن خلبان از معیار استاندارد ایزو-۲۶۳۱ استفاده شده که یک معیار رایج در بررسی چنین مواردی است.

## ۲- توصیف مدل پیشنهادی سیستم تعلیق

مدل صندلی تعلیق یکپارچه‌شده با بدن انسان شامل چند زیر بخش می‌باشد: سیستم تعلیق، صندلی، متعلقات مانند کوسن و در نهایت بدن انسان. ساختار پیشنهادی مجموعه شامل پیکربندی فنر-دمپرها به فرمی است که علاوه بر تحمل بار وزنی سرنشین، ارتعاشات منتقل شده به بدن سرنشین در فرکانس‌های پایین را نیز تا حد قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد. ساختارهای مبتنی بر سختی منفی بطور بالقوه دارای اثر ایزولاسیون خوبی هستند ولی ظرفیت بارگذاری پایینی دارند، در طرف مقابل ساختارهای فنر مثبت و ویژگی تحمل بار بالا را دارا هستند اما در بحث ایزولاسیون ارتعاش، محدودیت‌های زیادی دارند. از همین رو به نظر می‌رسد با ترکیب این دو ساختار با یکدیگر بتوان به ساختاری دست یافت که ویژگی‌های مثبت هر دو را در خود داشته باشد. در شکل ۱ شماتیکی از صندلی تعلیق پیشنهادی نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده، سیستم تعلیق از یک جفت فنر-دمپر با ساختار سختی منفی و یک فنر-دمپر با ساختار سختی مثبت تشکیل شده که بواسطه میله‌های رابط به بدنه صندلی مرتبط شده‌اند. بر خلاف سختی مثبت، در ساختارهای سختی منفی نیروی عکس‌العملی می‌تواند مقاومت به تغییر شکل را کاهش داده و حتی کمک‌کننده به روند تغییر شکل باشد. عبارت دیگر شیب تغییر

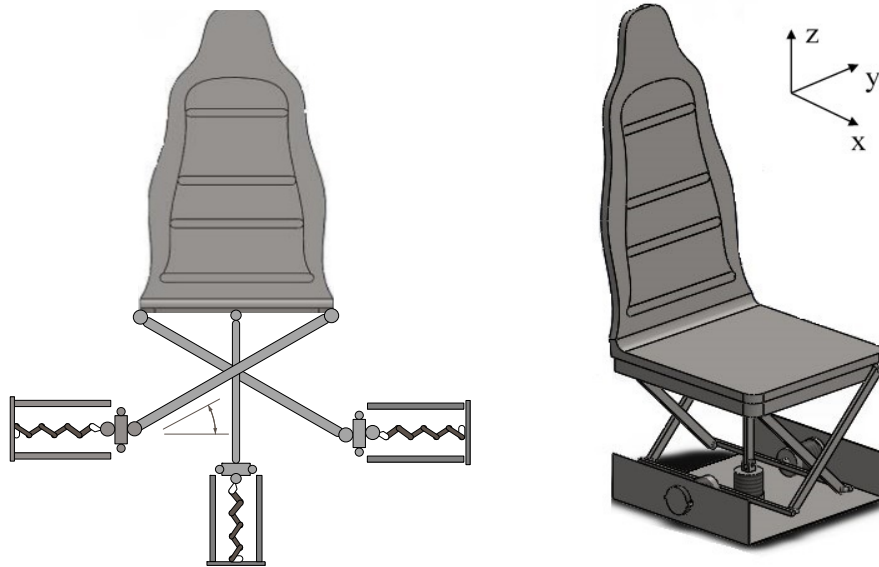
به سبب تضاد ساختار سختی مثبت و سختی منفی، سختی دینامیکی سیستم کاهش می‌یابد که این امر منجر به جابجایی پیک زنونانس منحنی پاسخ فرکانسی به سمت چپ می‌شود.

بطور کلی علاوه بر مشکلاتی مانند دشواری تعمیر و نگهداری، اطمینان‌پذیری پایین و نیاز به فضای نسبتاً زیاد، مطالعه روی ساختارهایی که ظرفیت باربرداری بالا و سختی کمی داشته باشند با چالش‌هایی روبرو بوده است. همانطور که ذکر شد ساختارهای سنتی علیرغم ظرفیت باربرداری مناسب، در فرکانس‌های تحریک پایین ناکارآمد هستند. در سوی دیگر، ساختارهای کاهنده ارتعاش جدید نیز که می‌توانند سختی دینامیکی بسیار پایینی را ارائه دهند (مانند ایزولاتورهای سختی شبه صفر)، ظرفیت باربرداری پایینی دارند. برای حفظ ظرفیت باربرداری و ویژگی کاهندگی ارتعاش ساختارهای سختی پایین بطور همزمان، افزایش سختی غیرخطی و انتخاب مناسب پارامترهای سیستم امری ضروری است. بدلیل غیرخطی شدید و مشکل ناپایداری، حفظ ظرفیت باربرداری در کنار کاهش فرکانس تشدید سیستم، بدون استفاده از روش‌های کنترل فعال بسیار دشوار است.

در این مقاله به منظور دستیابی به ساختار تعلیق دارای سختی استاتیکی بالا و فرکانس تشدید پایین، با اقتباس از ایده کارلا، یک سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی به منظور استفاده در هلیکوپتر ارائه می‌شود و پس از استخراج معادلات دینامیکی آن، ویژگی‌های ارتعاشی آن نیز بررسی می‌شود. این ساختار از یک جفت فنر-دمپر با اتصال موازی که بصورت افقی قرار داده شده‌اند (پیکربندی سختی منفی) و یک فنر-دمپر با اتصال موازی که تنها قابلیت حرکت در راستای عمودی را دارند تشکیل شده است. فنرهای افقی و عمودی از طریق میله‌های رابط به بدنه صندلی متصل می‌شوند. طراحی ساختار و نوع اتصالات میله‌ها بگونه‌ای می‌باشد که امکان حرکات دورانی از صندلی گرفته شده و صندلی تنها مقید به حرکت انتقالی در راستای عمودی شده است. از آنجاییکه بیشترین تاثیرات ارتعاشی در هلیکوپتر ناشی از ارتعاشات عمودی انتقالی از کف کابین به صندلی و سرنشین است، می‌توان در ارزیابی اثرات ارتعاش، از ارتعاش در راستاهای جانبی و جلو-عقب صرف‌نظر کرده و تنها ارتعاش در راستای عمودی را بررسی نمود [۱۸].

در بیشتر کارهای انجام‌شده قبلی، با در نظر گرفتن بدن سرنشین

1 Whole Body Vibration (WBV)



شکل ۱. مدل ساختار پیشنهادی تعلیق

Fig. 1. Configuration of the proposed suspension structure

مناسب این پارامترها در بخش‌های بعدی و بعد از مدلسازی و تحلیل پاسخ‌های سیستم تعیین خواهد شد.

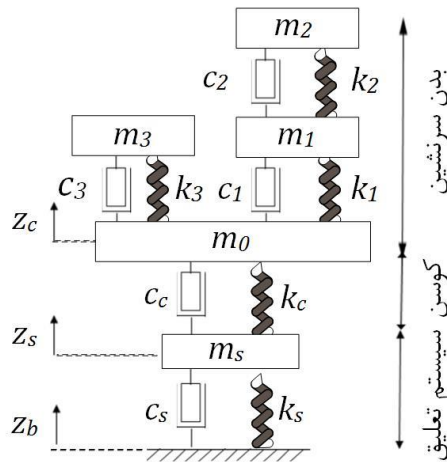
#### ۲-۱- مدل بدن سرنشین

در سیستم‌های با کاربر انسانی در نهایت ارتعاشات انتقالی از کابین به سرنشین می‌رسد. مدلسازی بدن انسان از این جهت دارای اهمیت بالایی است که با استفاده از آن می‌توان میزان تاثیر ارتعاشات بر روی بخش‌های اصلی بدن انسان را ارزیابی نمود و عملکرد سیستم تعلیق را محک زد. جرم‌متمرکز فرض کردن بدن انسان شاید برای برآورد کلی از وضعیت بدن در رویارویی با ارتعاش مناسب باشد اما در مورد پاسخ بخش‌های مختلف بدن مانند سر، گردن و بالاتنه اطلاعاتی را ارائه نمی‌دهد.

برای توصیف ساختار پیچیده و پاسخ دینامیکی بدن انسان، مدل‌های بیومکانیکی زیادی در پیوستگی با مدل صندلی توسعه داده شده‌اند. عده‌ای برای نیل به این هدف به سراغ روش‌های المان محدود رفتند [۱۹ و ۲۰] و عده‌ای دیگر از روش‌های پارامتر فشرده بهره گرفتند [۲۱ و ۲۲]. همچنین به سبب تطبیق‌پذیری بالای روش شبکه عصبی در توصیف ارتباط بین متغیرها، در مواردی از مدل مبتنی بر شبکه عصبی نیز برای مدلسازی بدن انسان استفاده شده [۲۳-۲۵]. با اینحال برای مدلسازی صندلی- سرنشین، روش

نیروی عکس‌عملی به تغییر شکل در محدوده‌های حرکتی خاصی، منفی است که اطلاق واژه سختی منفی به اینگونه ساختارها بر همین اساس می‌باشد. دوگانه‌بودن اتصال میله‌های جانبی به صندلی با هدف کمک به مقید کردن سیستم به حرکت انتقالی خالص انجام شده است. به جهت ثابت‌بودن فاصله بین اتصالات میله‌های رابط متناظر با هر فنر و همچنین موازی بودن خط واسط بین میله‌ها در هر دو سو (هم در محل اتصال به صندلی و هم محل اتصال به فنر) با محور  $X$ ، حرکات صندلی تنها محدود به صفحه  $Y-Z$  می‌شود (حرکت انتقالی در دو راستای  $Y$  و  $Z$  و همچنین حرکت دورانی حول محور  $X$ ). برای مقید کردن حرکت انتقالی در راستای  $Y$  و همچنین حرکت دورانی حول محور  $X$  کفایت حرکت میله عمودی محدود به راستای عمودی ( $Z$ ) شود که اینکار با استفاده از اتصال پیچ و مهره‌ای (مشابه اتصال جوش) میله رابط عمودی در محل اتصال به صندلی و فنر انجام می‌شود. در نتیجه این نوع پیکربندی و اتصالات، درجات آزادی سیستم تعلیق تنها به حرکت انتقالی در راستای  $Z$  مقید می‌شود.

پاسخ سیستم تعلیق وابسته به پارامترهای مختلفی از جمله مشخصات سیستم تعلیق مانند ضریب سختی فنرها و نسبت میرایی دمپرها، طول میله‌های رابط، زاویه قرارگیری آن‌ها در وضعیت تعادل استاتیکی و . . . می‌باشد که با تنظیم این پارامترها می‌توان میزان کاهندگی و ایزولاسیون ارتعاش را به حد مطلوب رسانید. مقادیر



شکل ۲. مدل بدن انسان- صندلی مبتنی بر استاندارد ایزو-۵۹۸۲ [۲۶]

Fig. 2. The integrated model of occupant-seat according to ISO-5982

[26]

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مدل بدن انسان بر اساس ایزو-۵۹۸۲ [۲۶]

Table 1. The values of human body model parameters according to ISO-5982

[26]

$k_i$ (N/m)	$c_i$ (Ns/m)	$m_i$ (kg)	$i$
-	-	۲	۰
۹۹۹۹	۳۸۷	۶	۱
۳۴۴۰۰	۲۳۴	۲	۲
۳۶۲۰۰	۱۳۹۰	۵۶، ۴۵، ۳۰	۳

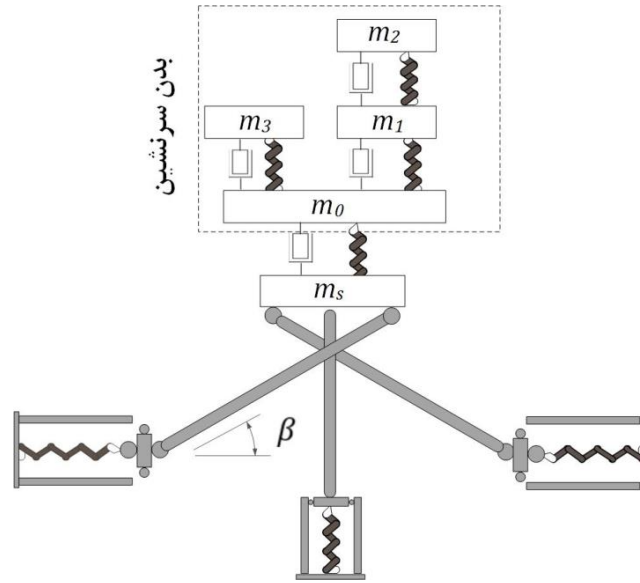
و سایر وسایل ایزولاسیون ارتعاشات مورد کاربرد می‌باشد [۲۷]. با این مدل می‌توان علاوه بر مدل کردن جرم ظاهری سرنشین در جهت عمودی، انتقال‌پذیری به سر را نیز با احتساب جرم‌های مختلف بدن سرنشین ارزیابی نمود. به جهت ویژگی‌های مذکور، در کار جاری به منظور طراحی و ارزیابی سیستم تعلیق در کاهش ارتعاشات انتقالی به اجزای مختلف بدن سرنشین، از مدل بدن انسان مبتنی بر ایزو-۵۹۸۲ استفاده می‌شود. مقادیر پارامترهای این مدل در جدول ۱ نمایش داده شده است.

## ۲-۲- مدل دینامیکی یکپارچه سیستم تعلیق- بدن سرنشین:

در کاربردهای ایزولاسیون و سیستم تعلیق به جهت کنش بین بدن و صندلی تعلیق، عموماً مدل‌سازی بدن انسان به همراه صندلی و کوسن انجام می‌شود تا مدلی یکپارچه از آن‌ها بدست آید. در شکل ۳ شماتیک معادل سیستم پیشنهادی نشان داده شده است. در اینجا

مدلسازی پارامتر فشرده به سبب آسانی، قابلیت استفاده مستقیم طراحی کنترل‌کننده‌ها و ارائه برآوردی مناسب از زیر سیستم‌های بدن انسان بیشتر مرسوم می‌باشد. در این پژوهش از مدل مبتنی بر استاندارد ایزو-۵۹۸۲ که در شکل ۲ نشان داده شده بعنوان مدل سرنشین بهره گرفته شده است که در آن  $m_0, m_1, m_2, m_3$  به ترتیب معرف نشیمنگاه، بالاتنه، سر و پایین تنه می‌باشند.

استاندارد ایزو-۵۹۸۲، امپدانس (مدول و فاز) مکانیکی تقریبی بدن انسان در سه وضعیت نشسته، ایستاده و خوابیده را بیان می‌کند. امپدانس مکانیکی در راستای عمودی در محدوده فرکانسی ۱-۳۰ هرتز و با فرض پاسخ بدن بصورت خطی تعیین شده است. امپدانس مکانیکی برای هر سه وضعیت مذکور با استفاده از یک مدل پارامتر فشرده ۲ یا ۳ درجه آزادی بدست می‌آید که مدول و فاز آن با میانگین و انحراف معیار بعضی اطلاعات آزمایشگاهی مقایسه و اعتبارسنجی شده‌اند. لازم بذکر است که این استاندارد در طراحی و تست صندلی‌ها



شکل ۳. نمایی از سیستم تعلیق پیشنهادی به همراه مدل سرنشین و کوسن

Fig. 3. A view of the proposed suspension structure integrated with the cushion and occupant model

اجزای بدن انسان بر اساس ایزو-۵۹۸۲ را نشان می‌دهند و  $(k_c, c_c)$  نیز ضریب سختی و میرایی مربوط به کوسن می‌باشد. همچنین  $(\Delta_d, \Delta_r, \Delta_l)$  به ترتیب نشانگر تغییر طول فنرهای چپ، راست و عمودی از وضعیت اولیه و مشتقات این متغیرها نیز معرف سرعت نسبی حرکت دمپرها در سیستم تعلیق می‌باشند. با توجه به نوع ساختار متقارن سیستم می‌توان  $k_l = k_r$ ،  $c_l = c_r$  و  $\Delta_l = \Delta_r$  را در نظر گرفت.

با توجه به ساختار سیستم تعلیق، حرکات فنرهای افقی و عمودی سیستم تعلیق صندلی به هم کوپل بوده و مستقل از هم نمی‌باشد. با استفاده از روابط هندسی می‌توان ارتباط بین این حرکات با یکدیگر را بدست آورد. در شکل ۴ نمای با جزئیات بیشتر از بخش تعلیق صندلی نشان داده شده است که در آن دمپرها حذف شده‌اند. قسمت خط چین دار مربوط به وضعیت ثانویه و بخش پررنگ بیانگر شرایط اولیه است.

با استناد به شکل ۴، می‌توان روابط (۴) و (۵) را استخراج نمود:

$$(\Lambda - L_f)^2 + (u - z_b)^2 = L_h^2 \quad (4)$$

$$(\Lambda - L_0)^2 + h^2 = L_h^2 \quad (5)$$

برای مدلسازی سیستم از روش لاگرانژ استفاده می‌شود.

با توجه به شکل ۳ و صرفنظر کردن از جرم فنر، دمپر، میله‌های رابط و اتصالات، روابط مربوط به انرژی جنبشی، پتانسیل و میرایی کل سیستم بصورت روابط (۱) - (۳) بیان می‌شود. لازم بذکر است که معادلات دینامیکی سیستم در حالت انحراف از وضعیت طول آزاد فنرها ارائه شده است.

$$T = \frac{1}{2} (m_s \dot{z}_s^2 + m_0 \dot{z}_c^2 + m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2 + m_3 \dot{z}_3^2) \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2} (k_l \Delta_l^2 + k_r \Delta_r^2 + k_v \Delta_d^2) + \quad (2)$$

$$\frac{1}{2} (k_1 (z_1 - z_c)^2 + k_2 (z_2 - z_1)^2 + k_3 (z_3 - z_c)^2 + k_c (z_c - z_s)^2) + m_s g z_s + m_0 g z_c + m_1 g z_1 + m_2 g z_2 + m_3 g z_3 \quad (3)$$

$$D = \frac{1}{2} (C_l \dot{\Delta}_l^2 + C_r \dot{\Delta}_r^2 + C_d \dot{\Delta}_d^2) +$$

$$\frac{1}{2} (c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_c)^2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_c)^2 + c_c (\dot{z}_c - \dot{z}_s)^2)$$

در روابط بالا  $(k_d, k_r, k_l)$  و  $(c_d, c_r, c_l)$  به ترتیب بیانگر ضرایب سختی و میرایی فنرهای چپ، راست و عمودی سیستم تعلیق هستند.  $(k_3, k_2, k_1)$  و  $(c_3, c_2, c_1)$  ضرایب سختی و میرایی بین



که در آن  $z_s$  معرف میزان جابجایی صندلی از وضعیت اولیه و  $z_b$  معرف تحریک کف کابین می‌باشد. لازم بذکر است بالانویس  $d$  بیانگر ارجاع روابط بالا به بخش پایینی یا همان بخش عمودی سیستم تعلیق پیشنهادی می‌باشد.

با مشخص شدن میزان تغییر طول فنرهای عمودی و افقی در حالت کلی و یکپارچه‌سازی بخش‌های دیگر مانند مدل بدن سرنشین با سیستم تعلیق، می‌توان با استفاده از روش لاگرانژ (رابطه ۸) و جایگذاری روابط قبلی در آن به معادلات دینامیکی کلی حاکم بر سیستم مورد بررسی دست یافت.

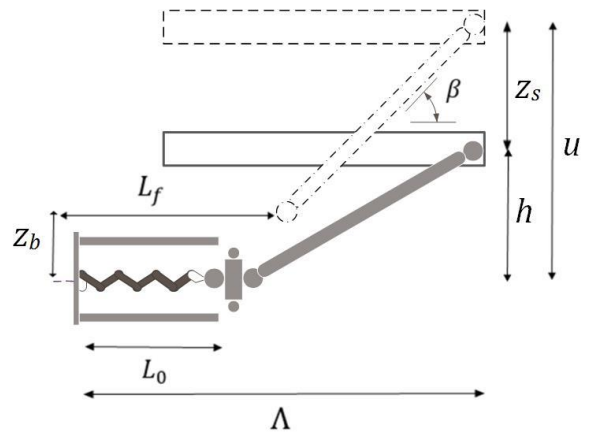
$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_i} + \frac{\partial V}{\partial z_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_i} = Q_{z_i} \quad (8)$$

در رابطه (۹) معادلات دینامیکی سیستم تعلیق یکپارچه با بدن سرنشین در راستای عمودی ارائه شده است.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + k_1(z_1 - z_c) + k_2(z_1 - z_2) + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_c) + c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + m_1 g &= 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 - k_2(z_1 - z_2) - c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + m_2 g &= 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + k_3(z_3 - z_c) + c_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c) + m_3 g &= 0 \\ m_0 \ddot{z}_c - k_1(z_1 - z_c) - k_3(z_3 - z_c) + k_c(z_c - z_s) - \\ c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_c) - c_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c) + c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_s) + m_0 g &= 0 \\ m_s \ddot{z}_s - c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_s) - c_d(\dot{z}_b - \dot{z}_s) - k_c(z_c - z_s) - k_d(z_b - z_s) + \\ 2c_l \left[ \frac{(\dot{z}_b - \dot{z}_s)}{\sqrt{L_h^2 - (z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2}} + \frac{(\dot{z}_b - \dot{z}_s)(z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2}{\sqrt{[L_h^2 - (z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2]^3}} \right] \\ \left[ \frac{(\dot{z}_b - \dot{z}_s)(z_s - z_b + L_h \sin \beta)}{\sqrt{L_h^2 - (z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2}} + \frac{(L_h^2 \dot{\beta} \sin \beta \cos \beta)}{\sqrt{L_h^2 (1 - \sin^2 \beta)}} \right] \\ - 2k_l \left[ \sqrt{L_h^2 - (z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2} - \sqrt{L_h^2 (1 - \sin^2 \beta)} \right] \\ \left[ \frac{(z_s - z_b + L_h \sin \beta)}{\sqrt{L_h^2 - (z_s - z_b + L_h \sin \beta)^2}} \right] + m_s g &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

### ۳- ارتعاش بدن سرنشین

به منظور ارزیابی ارتعاشات وارد بر بدن انسان استانداردهای مختلفی ارائه شده است. استاندارد ایزو-۲۶۳۱ از مهمترین این استانداردها می‌باشد که بعنوان مرجع در کارهای مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد. این استاندارد، اندازه‌گیری‌ها و تحلیل‌های لازم به منظور بررسی ارتعاش انتقالی به بدن انسان از طریق صفحات تکیه‌گاهی مانند پاها، نشیمنگاه و پشت در حالت‌های ایستاده، نشسته



شکل ۴. نمای با جزئیات بیشتر از میله رابط سیستم تعلیق

Fig. 4. A detailed view of the suspension interface rod

که در آن  $h$  فاصله عمودی اولیه صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی و  $z_b$  جابجایی کف کابین ناشی از ارتعاش است. همچنین  $L_f$  معرف طول ثانویه فنر افقی (طول ناشی از فشردگی یا کشیدگی در اثر جابجایی  $z_s$  صندلی) و  $L_0$  طول اولیه فنر افقی می‌باشد.  $L_h$  نیز طول میله مورب رابط بین صندلی و فنر جانبی را نشان می‌دهد. با توجه به روابط ۴ و ۵ می‌توان میزان کشیدگی یا فشردگی فنرهای افقی را بر حسب رابطه (۶) بیان کرد.

$$\begin{aligned} \Delta^l &= L_f - L_0 = \sqrt{L_h^2 - h^2} - \sqrt{L_h^2 - (u - z_b)^2} \\ \Rightarrow \Delta^l &= L_h \left( \sqrt{1 - \left( \frac{h}{L_h} \right)^2} - \sqrt{1 - (\sin \beta)^2} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

در رابطه (۶)،  $\beta$  بیانگر زاویه قرارگیری میله رابط نسبت به افق است و بالانویس  $l$  نشانگر ارجاع رابطه بالا به بخش سمت چپ سیستم تعلیق می‌باشد. لازم بذکر است به جهت ساختار متقارن مجموعه، همانطور که پیشتر نیز گفته شد تغییر طول فنرهای جانبی با یکدیگر برابر خواهد بود ( $\Delta_l = \Delta_r$ ). با توجه به ثابت بودن طول میله رابط عمودی  $L_v$  سیستم تعلیق و همچنین وضعیت همواره عمودی آن، میزان تغییر طول فنر عمودی را نیز می‌توان طبق رابطه (۷) تعیین نمود.

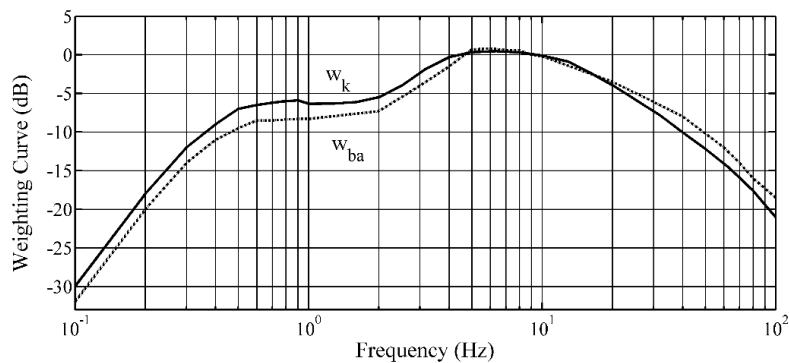
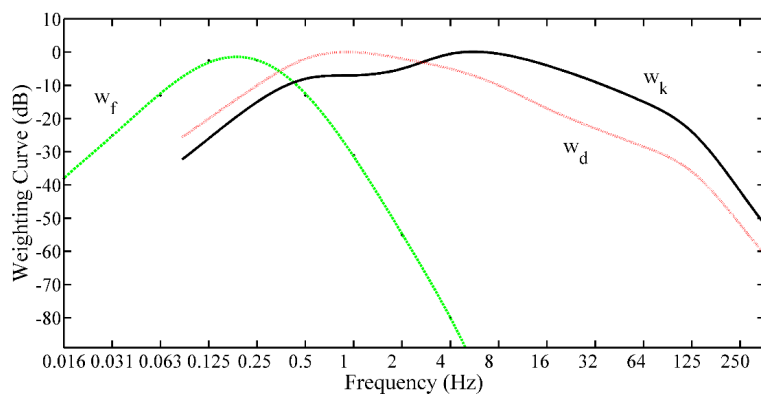
$$\Delta^d = L_f^d - L_0^d = z_s - z_b \quad (7)$$

جدول ۲. سطوح مختلف ارتعاش کل بدن و میزان احساس ناراحتی شخص در معرض ارتعاش بر اساس ایزو-۲۶۳۱ [۲۸]

Table 2. Discomfort level of occupant exposed to vibration according to ISO 1-2631

[28]

سطح ارتعاش کل بدن ( $m/s^2$ )	ارتعاش کل بدن (mg)	احساس ناراحتی
$\leq 0.315$	$\leq 32/1$	عدم ناراحتی
$0.315-0.63$	$32/1-64/2$	مقدار کمی ناراحت کننده
$0.63-1$	$64/2-101/9$	نسبتاً ناراحت کننده
$1-1.3$	$101/9-135/5$	ناراحت کننده
$1.3-2.5$	$135/5-254/8$	خیلی ناراحت کننده
$\geq 2$	$\geq 254/8$	شدیداً ناراحت کننده



شکل ۵. منحنیهای وزندهی فرکانسی مستخرج از ایزو-۲۶۳۱ [۲۹]

Fig. 5. Frequency weighting curves according to ISO 1-2631

[29]

فرکانس‌های زیر ۰/۵ هرتز و بالای ۸۰ هرتز بعنوان محدوده‌های کم‌اهمیت برای ارزیابی سلامتی در نظر گرفته می‌شوند. بر همین اساس، وزندهی فرکانسی برای فیلتر کردن سیگنال‌های ارتعاشی مورد نیاز می‌باشد. در حوزه مرتبط با سلامتی اغلب از دو وزندهی فرکانسی اصلی استفاده می‌شود: فیلتر  $w_k$  برای جهت عمودی و فیلتر  $w_d$  برای جهت صفحه افقی (شکل ۵- بالا). البته ضریب وزندهی فرکانسی  $w_f$  نیز برای فیلتر ارتعاش در بازه فرکانسی ۰/۵ - ۰/۱ هرتز

و خوابیده را توصیف می‌کند. در استاندارد ایزو-۲۶۳۱ روش‌های اندازه‌گیری تصادفی، پریودیک و گذرای ارتعاش کل بدن مشخص می‌شود. ارتعاشی که مرتبط با سلامتی و بیماری ناشی از تکان‌ها، راحتی و هوشیاری انسان است. در جدول ۲ سطح ناراحتی ناشی از ارتعاشات بر اساس استاندارد ایزو-۲۶۳۱ نشان داده شده است.

طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ فرکانس‌های ارتعاشی موثر بر روی سلامتی، راحتی و فعالیت انسان در محدوده ۰/۵-۸۰ هرتز می‌باشند.



جدول ۳. میزان سطح ادراک شخص در معرض ارتعاش بر حسب مقدار دوز ارتعاش [۳۱]

Table 3. VDV ranges for level of perception [31]

مقدار دوز ارتعاش (m/s <sup>1.75</sup> )	سطح ادراک
< ۰.۶۶	معقول
۰.۶۶-۲.۳۸	آزاردهنده-مختل کننده
۲.۳۸-۴.۶۴	غیرقابل قبول
> ۴.۶۴	دلهره و اضطراب آور

نباشد [۳۰]. از همین رو از معیار مقدار دوز ارتعاش که نسبت به روش ارزیابی دامنه موثر به پیکهای ارتعاشی حساس تر است نیز در تحلیل‌ها بهره گرفته شده است. این روش بجای توان دوم شتاب وابسته به زمان، از توان چهارم استفاده می‌کند. واحد مقدار دوز ارتعاش بسته به نوع ارتعاش (m/s<sup>1.75</sup>) یا (rad/s<sup>1.75</sup>) می‌باشد که طبق رابطه (۱۱) قابل حصول است:

$$VDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right\}^{1/4} \quad (11)$$

در رابطه بالا  $a_w(t)$  بیانگر شتاب وزن‌دهی شده لحظه‌ای و  $T$  مدت زمان اندازه‌گیری می‌باشند. اگرچه در ایزو-۲۶۳۱ اشاره‌ای به سطح ادراک شخص در معرض ارتعاش بر اساس معیار مقدار دوز ارتعاش نشده است اما در مطالعات اخیر دسته‌بندی برای سطح ادراک بر حسب مقدار دوز ارتعاش پیشنهاد شده است که در جدول ۳ قابل مشاهده می‌باشد.

### ۳-۲- معیارهای ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق

معیارهایی مانند دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش تنها اطلاعات مربوط به شدت و خصوصیات سیگنال ارتعاشی کف کابین یا بدن سرنشین را بطور مجزا مشخص می‌کنند اما برآورد مستقیمی از عملکرد سیستم تعلیق در که در اصل ارتباط‌دهنده دو سیگنال کف کابین و بدن سرنشین با یکدیگر است و همچنین میزان کارایی سیستم تعلیق در کاهش ارتعاشات انتقالی را ارائه نمی‌کند. برای ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق و ایزولاسیون اغلب از معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی<sup>۳</sup> و انتقال‌پذیری استفاده می‌شود. معیار انتقال‌پذیری

بکار می‌رود که موضوع کار جاری نمی‌باشد. لازم بذکر است که در سال ۲۰۰۱ ضمیمه‌ای به استاندارد ایزو-۲۶۳۱ اضافه شد که در آن ضریب وزن‌دهی فرکانسی جدیدی با نام  $w_{ba}$  ارائه شده است (شکل ۵- پایین). اگر چه کاربرد اصلی  $w_{ba}$  برای وسایل ریلی است اما در سال‌های اخیر در بیشتر سیستم‌ها از آن استفاده می‌شود [۲۹]. با توجه به غالب بودن ارتعاشات عمودی نسبت به سایر راستاها در هلیکوپتر، در کار حاضر تنها ارتعاشات عمودی مورد ارزیابی قرار گرفته و از فیلتر فرکانسی جدید  $w_{ba}$  برای وزن‌دهی فرکانسی استفاده می‌شود.

### ۳-۱- معیارهای ارزیابی ارتعاش

به منظور ارزیابی و تحلیل سیگنال‌های ارتعاشاتی از معیارهای مختلفی استفاده می‌شود با ذکر این نکته که برای نیل به پاسخ صحیح در تحلیل سیگنال‌های ارتعاشی، توصیه شده که معیار مورد استفاده با توجه به نوع ارتعاش و هدف تحلیل انتخاب شود. در کار جاری با توجه به ویژگی‌های ارتعاشات کف کابین هلیکوپتر و اهداف طرح از دو معیار دامنه موثر<sup>۱</sup> و مقدار دوز ارتعاش<sup>۲</sup> برای تحلیل و ارزیابی نتایج استفاده شده است.

دامنه موثر از مهمترین و پرکاربردترین معیارهای تحلیل ارتعاشات است. اندازه‌گیری ارتعاش معمولاً بصورت شتاب وزن‌دهی شده دامنه موثر بر حسب (m/s<sup>2</sup>) برای ارتعاشات انتقالی و (rad/s<sup>2</sup>) برای ارتعاشات دورانی محاسبه می‌شوند [۳]. دامنه موثر وزن‌دهی شده را می‌توان بر طبق رابطه (۱۰) تعیین نمود:

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (10)$$

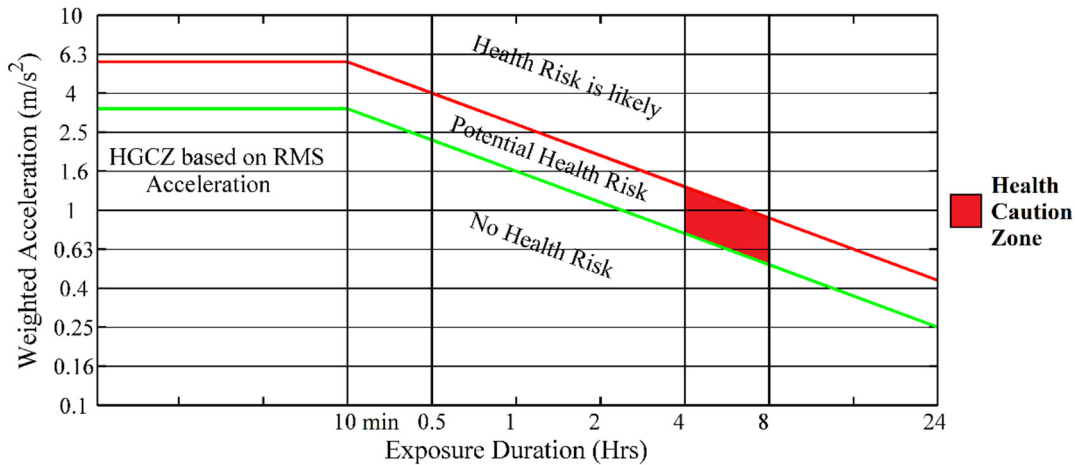
که در آن  $a_w$  بعنوان تابعی از زمان، معرف شتاب وزن‌دهی شده و  $T$  بیانگر مدت زمان اندازه‌گیری می‌باشد. در استاندارد ایزو-۲۶۳۱ که از مهمترین استانداردها در زمینه ارتعاشات بدن می‌باشد به منظور تحلیل ارتعاشات استفاده از این معیار توصیه شده است.

نتایج چندین آزمایش نشان داده است که روش ارزیابی دامنه موثر، اثرات ارتعاشات با بیشینه‌های قابل توجه را کمتر تخمین می‌زند و شاید از این‌رو برای بررسی شوک و پیک‌های ارتعاشی مناسب

1 Root Mean Square (RMS)

2 Vibration Dose Value (VDV)

3 Seat Effective Amplitude Transmissibility (SEAT)



شکل ۶. نواحی احتیاط راهنمای سلامتی اقتباس شده از استاندارد ایزو-۲۶۳۱-۱ [۲۷]

Fig 6. Health caution zones according to ISO 1-2631

[27]

$$\begin{cases} G_{BX} = \int B^*(f)X(f)df \\ G_{BB} = \int B^*(f)B(f)df \end{cases} \quad (14)$$

دامنه موثر صندلی در اصل اولین ارزیابی عددی از کارایی ایزولاسیون صندلی را ارائه می‌دهد و بصورت رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود:

$$SEAT = \frac{(\ddot{x}_{ws})_{RMS}}{(\ddot{x}_{wf})_{RMS}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (w_k a_s(t))^2 dt}}{\sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (w_k a_f(t))^2 dt}} \quad (12)$$

\* نشانگر مزدوج بودن سیگنال مورد نظر است. طبق این معیار، نرخ انتقال‌پذیری بالای یک برای هر فرکانس نشان‌دهنده تقویت آن فرکانس در طول مسیر انتقال ارتعاش است. لازم بذکر است اگر در معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی و انتقال‌پذیری، سیگنال ارتعاش سر خلبان با سیگنال ارتعاش کف صندلی جایگزین شود، انتقال‌پذیری ارتعاش از کف کابین تا سر خلبان نتیجه خواهد شد.

که در آن  $(\ddot{x}_{ws})_{RMS}$  و  $(\ddot{x}_{wf})_{RMS}$  به ترتیب بیانگر دامنه موثر وزندهی شده روی صندلی و کف کابین می‌باشند.

یکی دیگر از معیارهای مهم و رایج برای ارزیابی عملکرد ایزولاسیون سیستم‌ها معیار انتقال‌پذیری است که در آن از توابع چگالی طیفی توان<sup>۱</sup> و چگالی طیفی متقابل<sup>۲</sup> سیگنال‌های ارتعاشی کف و روی صندلی استفاده می‌شود. معیار انتقال‌پذیری توسط رابطه (۱۳) نشان داده شده است:

$$TRANS = \frac{G_{BX}}{G_{BB}} \quad (13)$$

که در آن زیرنویس‌های B و X به ترتیب نشانگر سیگنال‌های ارتعاش در کف و روی صندلی هستند.  $G_{BB}$  و  $G_{BX}$  نیز بیانگر توابع چگالی طیفی متقابل و چگالی طیفی توان می‌باشند که بصورت زیر تعریف می‌شوند:

۳-۳- ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی  
بر طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ افزایش اندازه و مدت زمان قرارگیری در معرض ارتعاش، ریسک سلامتی برای افراد را افزایش می‌دهد. ارتباط این دو عامل با ریسک سلامتی در معیار ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی<sup>۳</sup> منعکس شده است که در شکل ۶ نشان داده شده است. نواحی احتیاط راهنمای سلامتی در اصل نمودارهای خاصی هستند که به منظور ارزیابی خطر سلامتی سرنشین قرارگرفته در معرض ارتعاش کل بدن مورد استفاده قرار می‌گیرند. بر طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ خطرات سلامتی مشهودی در محدوده قرارگیری در معرض ارتعاش زیر ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی (خطوط سبز رنگ شکل ۶) مشاهده نشده است اما برای ارتعاشات داخل محدوده نواحی احتیاط راهنمای سلامتی خطرات بالقوه سلامتی وجود دارد و

3 Health Guidance Caution Zone (HGCZ)

1 Power Spectral Density (PSD)  
2 Cross Spectral Density (CSD)

جدول ۴. منابع و فرکانس‌های ارتعاشی هلیکوپتر بل-۴۱۲ [۳۰]

Table 4. The vibration sources and frequencies of the bell- 412 helicopter [30]

منبع ارتعاش	فرکانس تقریبی (دور بر دقیقه)	تقریبی بر حسب (هرتز)	علامت شناسایی
روتور اصلی (دور/۱)	۳۲۴	۵/۴۰	A
روتور اصلی (دور/۲)	۶۴۸	۱۰/۸۰	B
روتور اصلی (دور/۴)	۱۲۹۶	۲۱/۶۰	C
روتور دم (دور/۱)	۱۶۶۲	۲۷/۷۰	D
روتور اصلی (دور/۶)	۱۹۴۴	۳۲/۴۰	E
روتور اصلی (دور/۸)	۲۵۹۲	۴۳/۲۰	F
روتور دم (دور/۲)	۳۳۲۴	۵۵/۳۰	G
پمپ هیدرولیکی زیرین (دور/۱)	۴۳۰۰	۷۱/۷۰	H
میل لنگ روتور دم (دور/۱)	۴۳۰۲	۷۱/۷۰	I
پمپ هیدرولیکی فوقانی (دور/۱)	۶۶۰۰	۱۱۰	J
شفت ورودی انتقال (دور/۱)	۶۶۰۰	۱۱۰	K
روتور دم (دور/۴)	۶۶۴۸	۱۱۰/۶۰	L
خنک‌کننده روغن	۸۲۰۰	۱۳۶	M
ترمز روتور	۸۳۰۰	۱۳۸	N

آن‌ها متصل شده باشد، در فرکانس‌های هارمونیک N/Rev انتقال می‌یابند. ارتعاشات کف کابین از طریق صندلی به سرنشین منتقل شده و کل بدن را در معرض ارتعاش قرار می‌دهد. طیف این ارتعاشات عموماً شامل محدوده ۵-۲۵۰ هرتز می‌باشد [۳۳].

از آنجاییکه هلیکوپتر بل-۴۱۲ مورد مطالعاتی کار حاضر است، از اطلاعات ارتعاشی آن به منظور ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق در بهبود محیط ارتعاشی سرنشین هلیکوپتر استفاده می‌شود. در جدول ۴ فرکانس‌های منابع تولید ارتعاش برای این نوع هلیکوپتر نشان داده شده است. در ستون سمت چپ، کاراکترهای N-A برای شناسایی و تمیز دادن اجزای فرکانسی در نمودارهای حوزه فرکانسی بکار می‌روند. لازم بذکر است هر مدل هلیکوپتر با توجه به ساختارش یک طیف ارتعاشی منحصر بفرد دارد. با این حال در حالیکه اجزای فرکانسی یک مدل خاص ثابت هستند، دامنه فرکانسی آن بسته به مواردی چون موقعیت ابزار اندازه‌گیری در هلیکوپتر، پیکربندی هلیکوپتر (مانند وزن)، مد پروازی (مانند بلندشدن، نشست، پرواز کروز و هاور یا ایستا) و شرایط هوایی بطور پیوسته تغییر می‌کند. علت عدم انتشار اطلاعات دامنه ارتعاشی توسط سازندگان نیز ناشی از همین مورد است.

بنابراین احتیاط باید کرد. در محدوده بالای ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی نیز ریسک خطرات سلامتی بالا است.

با توجه به اینکه قرارگیری روزانه در معرض ارتعاشات می‌تواند شامل مقادیر مختلف ارتعاشات با زمان‌های متفاوت قرارگیری در معرض ارتعاش باشد، برای استفاده از نمودار نواحی احتیاط راهنمای سلامتی (شکل ۶) نیاز به تعیین مقدار ارتعاش معادل است که آن را می‌توان از رابطه (۱۵) بدست آورد [۳۲]:

$$a_{we} = \left[ \frac{\sum (a_{wi}^2 \cdot T_i)}{\sum T_i} \right]^{1/2} \quad (15)$$

که در آن معرف مقدار ارتعاش معادل،  $a_{wi}$  و  $T_i$  نیز به ترتیب بیانگر میزان ارتعاش و مدت زمان قرارگیری در معرض آن ارتعاش می‌باشند.

#### ۴- سیگنال ارتعاشی کف کابین هلیکوپتر

ارتعاش کف کابین هلیکوپتر یک پدیده رایج در انواع هلیکوپترهاست. بیشتر ارتعاش هلیکوپتر بوسیله روتورها (اصلی و دم) و موتور ایجاد می‌شود که از طریق هر آنچه بصورت مکانیکی به

جدول ۵. مشخصات سنسورها و دیتالاگر مورد استفاده در داده‌برداری سیگنال ارتعاش کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲

Table 5. Specification of sensors and data logger used to measure the vibration of the Bell- 412 helicopter cabin floor

دیتالاگر INT2624M			
تعداد کانال	رزولوشن	نرخ داده‌برداری	ماکزیمم ولتاژ
۸	۲۴ بیت	۱۲۸ KS/s	۱۸ ولت
سنسور شتاب سنج			
مدل	حساسیت	محدوده اندازه‌گیری	محدوده فرکانسی
PCB 357C10	۰/۱۷ pC/(m/s <sup>2</sup> )	± ۴۹۰۵ m/s <sup>2</sup> pk	۱۰۰۰۰ Hz

در شکل ۷ سیگنال ارتعاش عمودی کف کابین که توسط دیتالاگر ثبت‌شده در هر دو حوزه زمان و فرکانس نشان داده شده است. با تحلیل سیگنال ارتعاشی بدست‌آمده از دیتالاگر، اجزای فرکانسی و دامنه فرکانسی موثر سیگنال استخراج می‌شود. به منظور صحت‌سنجی نتایج استخراجی از داده‌های اندازه‌گیری شده توسط دیتالاگر، اطلاعات اجزای فرکانسی سیگنال ارتعاش اندازه‌گیری‌شده با نتایج یک کار مشابه دیگر [۱۸] مقایسه می‌شود (جدول ۶).

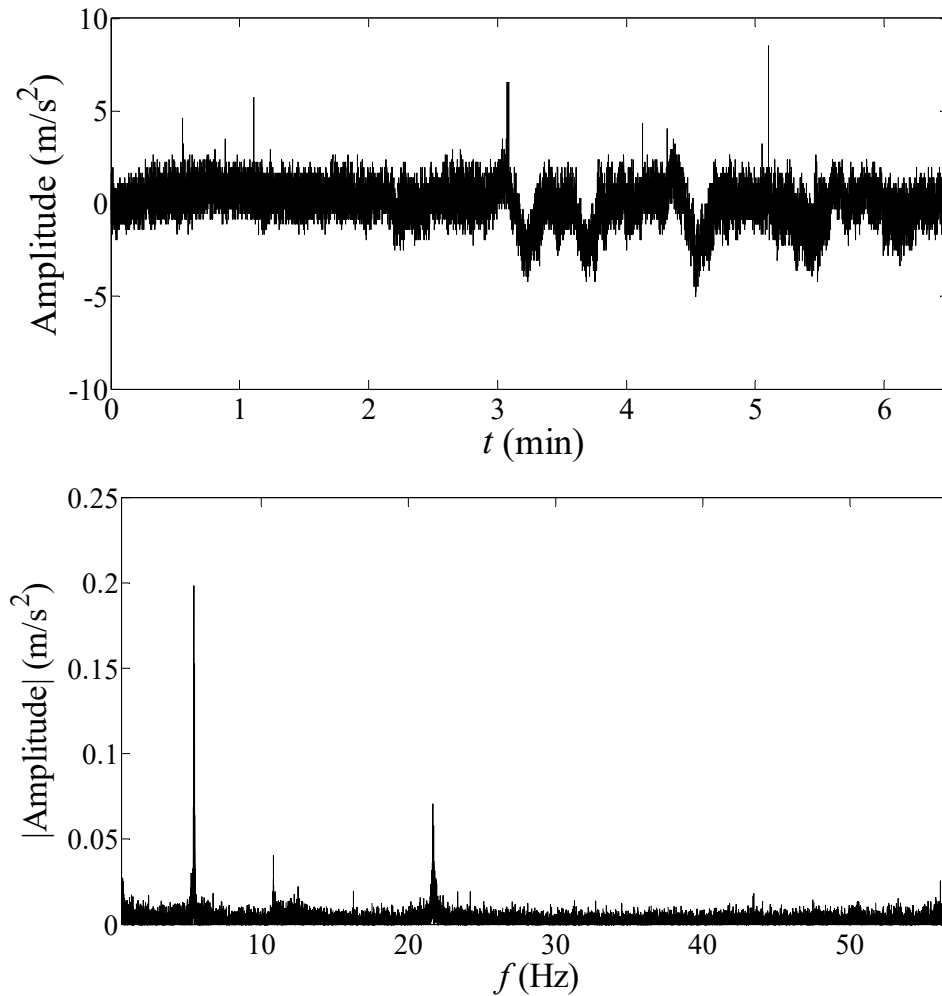
با مقایسه اطلاعات جدول ۶ می‌توان دید که فرکانس‌های اصلی سیگنال ارتعاش اندازه‌گیری‌شده توسط دیتالاگر با فرکانس‌های ارائه‌شده در دیتاشیت شرکت سازنده مشابه است. همانطور که پیشتر ذکر شد اطلاعات دامنه فرکانسی در دیتاشیت موجود نیست با این حال علیرغم اختلاف موجود بین دامنه‌های فرکانسی اندازه‌گیری شده توسط دیتالاگر با اطلاعات استخراجی از مرجع [۱۸]، نتایج جدول نشان از قرابت کلی اطلاعات دامنه‌های فرکانسی دارد. علت تفاوت مقادیر دامنه‌های فرکانسی می‌تواند ناشی از مواردی چون تفاوت موقعیت قرارگیری ابزارهای اندازه‌گیری در هلیکوپتر، پیکربندی هلیکوپتر (مانند وزن)، تفاوت مد پروازی و شرایط آب و هوایی در زمان تست‌گیری باشد.

#### ۵- تحلیل پارامتری سیستم تعلیق

متغیرهای مختلفی بر روی عملکرد سیستم تعلیق تاثیرگذار هستند. در این بخش به ارزیابی عملکرد مجموعه با هدف انتخاب پارامترهای طراحی مناسب پرداخته می‌شود. به جهت وجود فنرهای جانبی، ضریب سختی سیستم تعلیق صندلی غیرخطی و وابسته به پارامترهای مختلفی است. از همین رو در این بخش ابتدا مقدار ضریب سختی معادل بخش تعلیق با روش کار مجازی تعیین شده و سپس با

در پروژه حاضر به منظور سنجش میزان دامنه فرکانس‌ها در کف کابین هلیکوپتر، از مجموعه‌ای از سنسورها و یک دیتالاگر (ثبت‌کننده داده) استفاده شد. بدین ترتیب که با قراردادن سنسورها در کف کابین و نزدیک صندلی خلبان در یک هلیکوپتر غیرنظامی بل-۴۱۲، سیگنال ارتعاشی در راستای عمودی ثبت گردید تا با تجزیه و تحلیل سیگنال ارتعاشی عمودی ثبت شده، علاوه بر امکان مقایسه و صحت‌سنجی تطابق اجزای فرکانسی ارائه شده توسط شرکت سازنده (جدول ۴) با حالت واقعی، اطلاعات دامنه فرکانسی موثر در کف کابین نیز مشخص شود. اطلاعات دیتالاگر و سنسورهای مورد استفاده در جدول ۵ ارائه شده است.

همانطور که در جدول ۴ نشان داده شده، محدوده فرکانسی ارتعاش هلیکوپتر بل-۴۱۲ تا حدود ۱۴۰ هرتز است. با توجه به انجام داده‌برداری بصورت گسسته، به منظور رسیدن به سیگنال اندازه‌گیری مناسب و قابل اتکا، فرکانس داده‌برداری باید حداقل دو برابر حداکثر فرکانس سیگنال ارتعاشی کف کابین باشد (۲۸۰ هرتز). اگر بازه فرکانسی موثر بر راحتی و سلامتی بدن انسان (فرکانس کمتر از ۸۰ هرتز) بعنوان مبنای کار قرارگیرد نرخ داده‌برداری می‌تواند تا ۱۶۰ هرتز نیز کاهش داده شود. با اینحال از آنجاییکه محیط هلیکوپتر یک محیط نویزی است به منظور کاهش اثرات نویز بر روی سیگنال اندازه‌گیری‌شده و رسیدن به سیگنال تمیزتر از یک سو و برخی محدودیت‌های عملیاتی در افزایش نرخ داده‌برداری از سوی دیگر، از یک فیلتر پایین‌گذر با فرکانس قطع حدود ۵۷ هرتز استفاده گردید. نرخ داده‌برداری نیز اندکی بیشتر از دو برابر فرکانس قطع فیلتر یعنی ۱۱۵ هرتز در نظر گرفته شد. البته با توجه به کوچکی ضرایب وزن‌دهی فرکانسی برای فرکانس‌های بالای ۵۷ هرتز (شکل ۵)، خللی در بحث ارزیابی ارتعاش وارد بر سرنشین وارد نمی‌شود.



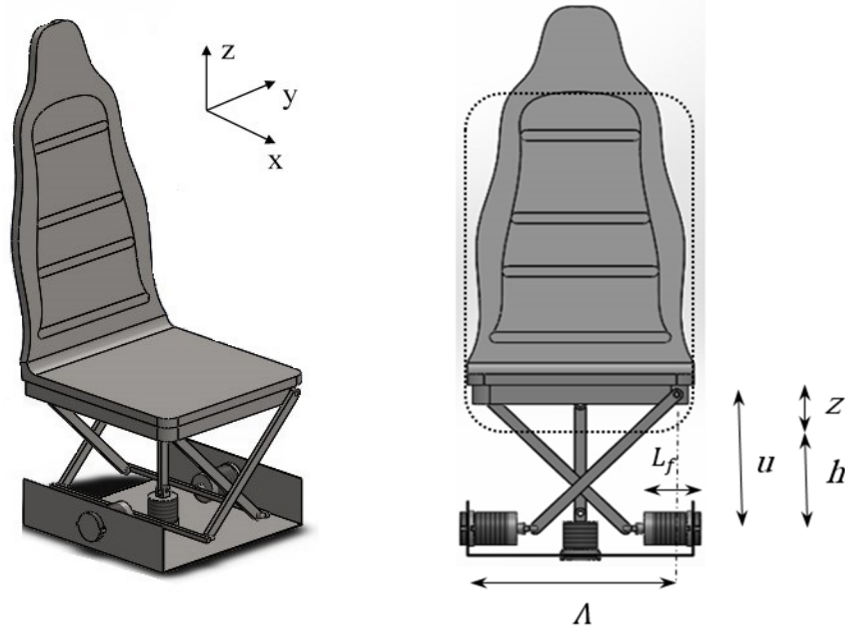
شکل ۷. سیگنال ارتعاش عمودی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ در حوزه زمان (بالا) و حوزه فرکانس (پایین)

Fig. 7. The vertical vibration of the Bell412- helicopter cabin floor in time domain (above) and frequency domain (below)

جدول ۶. اطلاعات اجزای فرکانسی سیگنال ارتعاشی عمودی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ مستخرج از داده‌های دیتالاگر و مرجع [۱۸]

Table 6. Characteristics of the vertical vibration of the Bell- 412 helicopter cabin floor in frequency domain extracted from data logger and reference [18]

دیتالاگر		دیتاشیت		استخراج شده از [۱۸]	
فرکانس	دامنه	فرکانس	دامنه	فرکانس	دامنه
۵/۴۱۳	۰/۲۱۴	۵/۴۰	-	۵/۴	۰/۰۱۸
۱۰/۸۲۵	۰/۰۳۴	۱۰/۸۰	-	۱۰/۸۰	۰/۰۲۷
۲۱/۶۵۴	۰/۰۷۳	۲۱/۶۰	-	۲۱/۶۰	۰/۱۲۴
-	-	۲۷/۷۰	-	۲۷/۷۰	۰/۰۱۰
۳۱/۲۸۱	۰/۰۱۸	۳۲/۴۰	-	۳۲/۴۰	۰/۰۳۳
۴۳/۴۵۴	۰/۰۲۳	۴۳/۲۰	-	۴۳/۲۰	۰/۰۳۱
۵۶/۱۴۰	۰/۰۲۹	۵۵/۳۰	-	-	-



شکل ۸. نمایی از ساختار صندلی تعلیق پیشنهادی

Fig. 8. A view of the proposed suspension structure

وضعیت دلخواه است. با توجه به شکل ۸ می‌توان نوشت:

$$\begin{cases} \operatorname{tg}(\beta) = \frac{h+z}{\Lambda-L_f} \\ L_f = \Lambda - \sqrt{L_h^2 - (h+z)^2} \\ h = \sqrt{L_h^2 - (\Lambda-L_o)^2} \end{cases} \quad (18)$$

با جایگذاری رابطه (۱۸) در (۱۷) نیروی ذخیره شده توسط سیستم تعلیق طبق رابطه (۱۹) تعیین می‌شود:

$$F = 2k_h \left\{ \frac{-L_o}{\sqrt{L_h^2 - \left( \sqrt{L_h^2 - (\Lambda-L_o)^2} + z \right)^2}} + \frac{\Lambda}{\sqrt{L_h^2 - \left( \sqrt{L_h^2 - (\Lambda-L_o)^2} + z \right)^2}} - 1 \right\} \times \left( \sqrt{L_h^2 - (\Lambda-L_o)^2} + z \right) + k_v z \quad (19)$$

با توجه به غیرخطی بودن سیستم و تعدد پارامترهای طراحی آن،

انجام ارزیابی‌های مختلف، پارامترهای طراحی مناسب برای رسیدن به هدف کاهش ارتعاش انتقالی به بدن سرنشین ارائه می‌شود.

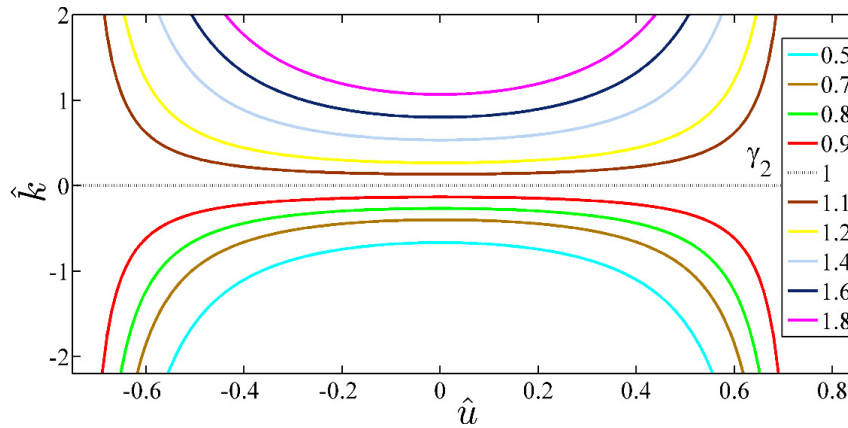
در شکل ۸ نمایی از ساختار تعلیق نشان داده شده است. فرض کنید در اثر نیروی عمودی  $F$ ، صندلی به میزان  $z$  جابجا شود با استفاده از اصل کار مجازی می‌توان رابطه بین این نیرو و میزان جابجایی صندلی را مشخص نمود. با مساوی صفر قراردادن کار مجازی کل ناشی از جابجایی عمودی صندلی خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \delta U &= F \delta z - 2F_h \delta y - F_v \delta z \\ \delta y &= \operatorname{tg}(\beta) \delta z \Rightarrow \delta U = (F - F_v) \delta z - 2F_h \operatorname{tg}(\beta) \delta z \end{aligned} \quad (16)$$

$$\delta U = 0 \Rightarrow F = F_v + 2F_h \operatorname{tg}(\beta) \quad (17)$$

که در آن  $F_h = k_h(L_f - L_o)$  نشانگر نیروی فنر افقی،  $F_v$  بیانگر نیروی عمودی،  $\beta$  بیانگر زاویه قرارگیری میله مورب نسبت به افق،  $L_f$  معرف طول ثانویه فنر افقی (طول ناشی از فشردگی یا کشیدگی در اثر جابجایی  $z$  صندلی) و  $L_o$  طول اولیه فنر افقی می‌باشد. بعلاوه،  $h$  فاصله عمودی صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی در شرایط طول آزاد فنرها،  $z$  جابجایی عمودی صندلی و  $u = h + z$  بیانگر فاصله عمودی صندلی از محل فنرهای افقی در





شکل ۹. تغییرات سختی دینامیکی بیبعد شده بر حسب  $\hat{u}$  برای  $\gamma_2$  مختلف به ازای  $\gamma_1 = 0.76, \alpha = 0.5$   
 Fig. 9. Dimensionless dynamic stiffness with respect to  $\hat{u}$  and  $\gamma_2$  for  $\gamma_1 = 0.76, \alpha = 0.5$

به جهت اهمیت فاصله کف صندلی (محل  $m_s$ ) تا سطح قرارگیری فنرهای افقی و امکان تعیین آن توسط سنسورهای موجود در کاربردهای عملی، استفاده از تغییر متغیر  $\hat{u} = \hat{h} + \hat{z}$  می‌تواند مفید بوده و درک بهتری از وضعیت سیستم ارائه دهد. با بکارگیری تغییر متغیر  $\hat{u}$  و جایگذاری رابطه (۲۱) در (۱۹) می‌توان وابستگی نیروی ذخیره‌کننده بی‌بعد شده  $\hat{F}$  به سایر پارامترهای بی‌بعد شده را بفرم رابطه (۲۲) بدست آورد:

$$\hat{F} = 2\alpha \left( \frac{1}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} - \frac{\gamma_2}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} + 1 \right) \hat{u} - (\hat{h} - \hat{u}) \quad (22)$$

علاوه بر این، با مشتق‌گیری از رابطه (۲۲) نسبت به جابجایی بی‌بعد شده  $\hat{z}$  نیز سختی دینامیکی معادل بی‌بعد شده  $\hat{k}$  نتیجه می‌شود ( $\hat{k} = \partial \hat{F} / \partial \hat{z}$ ,  $\hat{k} = k / k_v$ ):

$$\hat{k} = 1 + 2\alpha \left( \frac{\hat{u}^2 (\gamma_2 - 1)}{(\gamma_1^2 - \hat{u}^2)^{3/2}} - \frac{(1 - \gamma_2) + \sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} \right) \quad (23)$$

به جهت تعداد بالای پارامترهای موثر روی  $\hat{k}$  امکان نمایش تغییرات  $\hat{k}$  بر حسب تمام متغیرهای طراحی سیستم تعلیق بر روی یک نمودار عملاً امکانپذیر نیست. از همین رو به جهت روشن شدن فضای مساله و امکان استفاده از نتایج در طراحی پارامترهای سیستم، نمودارهای مهم تغییرات  $\hat{k}$  بر حسب پارامترهای طراحی در شکل‌های ۹-۱۱ آورده شده است.

شکل ۹ تغییرات  $\hat{k}$  نسبت به  $\hat{u}$  را به ازای مقادیر مختلف  $\gamma_2$

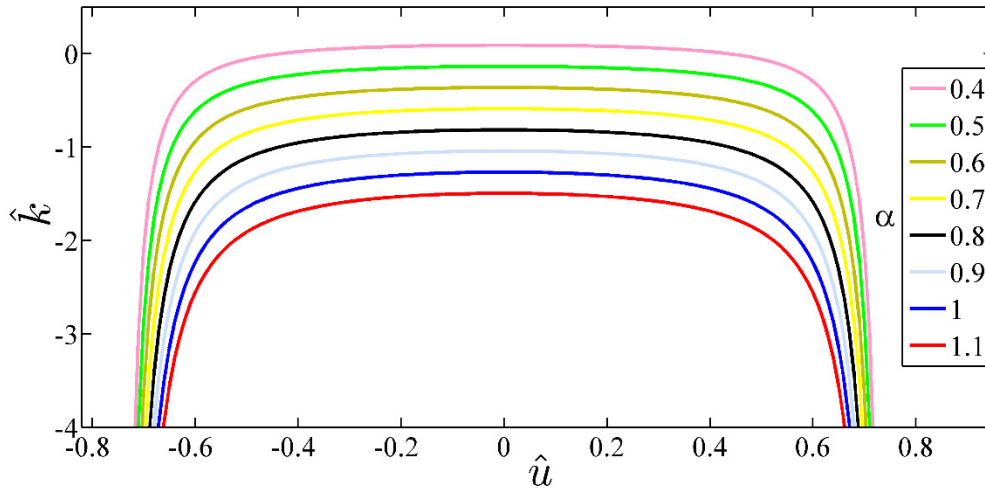
به منظور نشان‌دادن کمی ارتباط پاسخ سیستم با سایر پارامترها می‌توان از سختی دینامیکی معادل سیستم تعلیق استفاده نمود. با مشتق‌گیری از  $F$  نسبت به جابجایی  $z$  سختی دینامیکی معادل سیستم تعلیق  $k$  نتیجه می‌شود ( $k = \partial F / \partial z$ ):

$$k = 2k_h \left\{ \frac{(\Lambda - L_o)}{\sqrt{L_h^2 - (\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2 + z})^2}} - 1 \right\} - 2k_h \left\{ \frac{(\Lambda - L_o) (\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2 + z})^2}{(L_h^2 - (\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2 + z})^2)^{3/2}} \right\} + k_v \quad (20)$$

از آنجا که بررسی پارامترهای طراحی در حالت بی‌بعد شده علاوه بر سهولت تحلیل، امکان استفاده در سیستم‌های مقیاس‌شده را نیز فراهم می‌کند با تعریف پارامترهای بی‌بعد شده زیر عملکرد سیستم ارزیابی می‌شود.

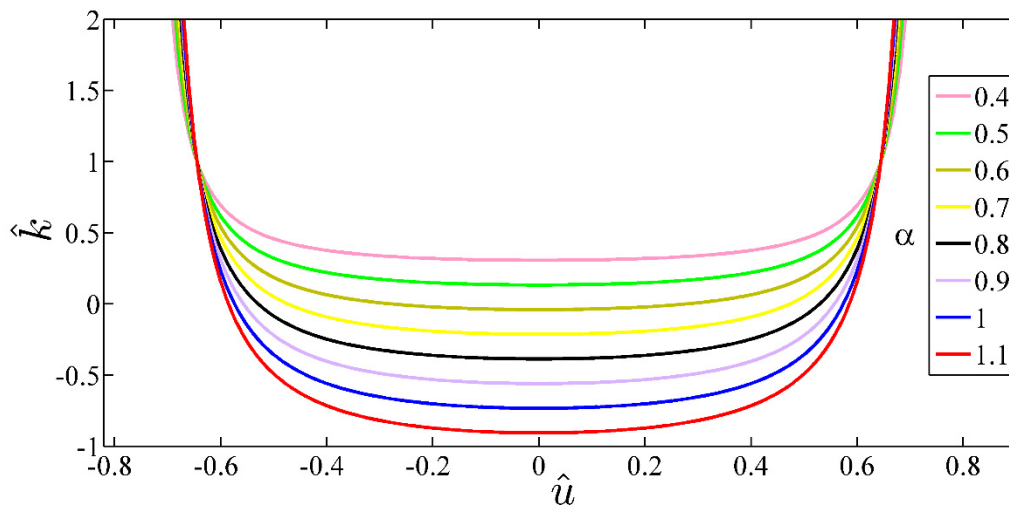
$$\hat{F} = \frac{F}{k_v L_o}, \hat{z} = \frac{z}{L_o}, \gamma_1 = \frac{L_h}{L_o}, \gamma_2 = \frac{\Lambda}{L_o}, \alpha = \frac{k_h}{k_v} \quad (21)$$

$$\hat{h} = \sqrt{\left(\frac{L_h}{L_o}\right)^2 - \left(\frac{\Lambda}{L_o} - 1\right)^2} = \sqrt{\gamma_1^2 - (\gamma_2 - 1)^2}$$



شکل ۱۰. تغییرات سختی دینامیکی بی بعد شده بر حسب  $\hat{u}$  برای  $\alpha$  مختلف به ازای  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$

Fig. 10. Dimensionless dynamic stiffness with respect to  $\hat{u}$  and  $\alpha$  for  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$



شکل ۱۱. تغییرات سختی دینامیکی بی بعد شده بر حسب  $\hat{u}$  برای  $\alpha$  مختلف به ازای  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$

Fig. 11. Dimensionless dynamic stiffness with respect to  $\hat{u}$  and  $\alpha$  for  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$

است. بعبارت دیگر سهمی مقعر نشانگر شتاب مثبت تغییرات سختی دینامیکی است در حالیکه سهمی محدب نشانگر شتاب منفی تغییرات سختی دینامیکی است. علاوه بر این با دور شدن  $\gamma_2$  از مقدار ۱ (چه بزرگ شدن و چه کوچک شدن)، محدوده حرکتی که در آن  $\hat{k}$  تقریباً ثابت بوده و تغییرات کمی دارد کوچکتر می شود. شایان ذکر است که شکل ۹ به ازای  $\alpha = 0.5$  ترسیم شده و در صورت افزایش مقدار  $\alpha$ ، منحنی ها به سمت پایین و در صورت کاهش مقدار  $\alpha$ ، منحنی ها به سمت بالا جابجا خواهند شد.

نشان می دهد. همانطور که از شکل مشاهده می شود و از رابطه (۲۳) نیز قابل تایید است، به ازای  $\gamma_2 = 1$  ضریب سختی دینامیکی معادل بی بعد شده ( $\hat{k}$ ) مستقل از جابجایی می شود و تنها به  $\alpha$  بستگی پیدا می کند. همچنین از شکل ۹ می توان نتیجه گرفت که برای  $\gamma_2 > 1$  منحنی ها بفرم سهمی مقعر است در حالیکه برای  $\gamma_2 < 1$  جهت تقعر منحنی تغییر پیدا کرده و منحنی ها بفرم سهمی گون محدب درمی آیند. لازم بذکر است در منحنی تغییرات سختی دینامیکی بر حسب  $\hat{u}$ ، جهت تقعر بیانگر نرخ شتاب تغییرات سختی دینامیکی

که در آن ضریب سختی معادل بی‌بعد شده مقداری نسبتاً ثابت دارد، مقاومت به حرکت یا عبارتی  $\hat{k}$  مجموعه افزایش یابد. از همین رو باید جهت تعقر منحنی مورد نظر مثبت باشد که با توجه به نتایج نمایش داده شده در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ می‌توان نتیجه گرفت که شرط این امر بیشتر بودن مقدار  $\gamma_2$  از ۱ است. همچنین برای اینکه  $\hat{k}$  در تمامی بازه حرکتی دارای مقدار مثبت باشد باید  $\alpha < 0.7$  در نظر گرفته شود (شکل ۱۱). نتایج استخراج‌شده از نمودارهای ۹-۱۱ نشان می‌دهد که برای نیل به اهداف مورد نظر،  $\hat{k} = 0.27$  مقدار مناسبی است. عبارت دیگر بر طبق رابطه (۲۳) که سختی دینامیکی بی‌بعد کل سیستم را ارائه می‌کند، با در نظر گرفتن محدوده‌های مناسب استخراجی برای پارامترهای  $\gamma_2$  و  $\alpha$ ، یک بازه مجاز برای سختی دینامیکی بی‌بعد  $\hat{k}$  بدست می‌آید که  $\hat{k} = 0.27$  نیز در آن قرار دارد. لازم بذکر است هرچه  $\hat{k}$  به صفر نزدیکتر باشد می‌تواند ایزولاسیون ارتعاش را در محدوده فرکانسی پایین‌تری انجام دهد اما ظرفیت باربرداری سیستم را تا حدودی متاثر خواهد کرد. بر همین اساس  $\hat{k} = 0.27$  می‌تواند یک کاندیدای مناسب می‌باشد که البته لزوماً بهترین مقدار برای سختی دینامیکی بی‌بعد سیستم نیست و تنها به جهت برخی مسائل عملی انتخاب شده است.

یکی از پارامترهای مهم در طراحی سیستم‌های تعلیق، کورس حرکتی تعلیق صندلی<sup>۱</sup> یا میزان بازه حرکتی مجاز صندلی است. علیرغم عدم وجود معیار یا مقدار مشخصی برای حد مجاز کورس حرکت تعلیق صندلی، در برخی مطالعات مقادیری برای کورس حرکتی تعلیق صندلی در محیط‌های ارتعاشی خاص پیشنهاد شده است. برای مثال دوناتی یک کورس حرکتی تعلیق صندلی ۳ سانتی‌متری را برای ارتعاشات بالای ۳ هرتز و یک کورس حرکتی تا ۱۵ سانتی‌متر را برای ارتعاش ۱/۵ هرتز پیشنهاد کرده است [۳۴]. نظر به محدودیت کورس حرکتی تعلیق صندلی در هلیکوپتر، با فرض ماکزیمم فشردگی فنر معادل به میزان ۱۰ cm و وزن سرنشین ۷۰ kg مقدار سختی فنر معادل  $k_{eq} = 6.87$  (KN/m) تعیین می‌شود. با مشخص شدن  $k_{eq}$ ، مقدار  $k_v$  نیز از رابطه  $\hat{k} = k_{eq}/k_v$  بدست می‌آید. مقادیر سایر پارامترهای طراحی نیز بر اساس رابطه (۲۱) مشخص می‌شود. تحلیل‌های بارگذاری استاتیکی سیستم، اطلاعاتی درباره ضریب میرایی مناسب برای مجموعه که یکی از پارامترهای مهم در ارزیابی

در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نتایج تغییرات سختی دینامیکی معادل بی‌بعدشده  $\hat{k}$  بر حسب  $\hat{u}$  به ازای مقادیر مختلف  $\alpha$  نشان داده شده است. در شکل ۱۰، نمودارها بر اساس  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$  و در شکل ۱۱ به ازای  $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$  ترسیم شده است.

همانطور که از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ قابل مشاهده است مقدار  $\gamma_2$  جهت تعقر و همچنین میزان تعقر منحنی  $\hat{k}$  را مشخص می‌کند. همچنین نتایج نشان می‌دهد مستقل از مقدار  $\gamma_2$ ، با افزایش مقدار پارامتر  $\alpha$ ، مقدار  $\hat{k}$  افزایش می‌یابد.

علاوه بر این، از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشاهده می‌شود در بازه مکانی معینی ضریب سختی معادل سیستم تعلیق ( $\hat{k}$ ) تقریباً ثابت مانده و مستقل از جابجایی می‌شود. از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ می‌توان به تقارن این بازه نسبت به سطح قرارگیری فنرهای افقی پی برد که با توجه به ساختار سیستم تعلیق قابل پیش‌بینی بود. علاوه بر این، تاثیر پارامتر  $\alpha$  بر روی  $\hat{k}$  در خارج بازه مذکور بسیار ناچیز است در حالیکه در بازه مذکور می‌تواند در میزان ضریب سختی سیستم تاثیر قابل ملاحظه‌ای را بگذارد و حتی پاسخ ساختار را بگونه‌ای تغییر دهد که به جای مقاومت در برابر جابجایی، تسهیل کننده آن نیز باشد. برای مثال همانطور که در شکل ۱۱ نشان داده شده است به ازای  $\alpha > 0.7$  مقدار  $\hat{k}$  منفی است در حالیکه در  $\alpha < 0.7$  مقدار  $\hat{k}$  مثبت می‌باشد. لازم بذکر است  $\hat{k}$  مثبت به معنای ساختار فنری مقاوم در برابر تغییر طول و نیرو است در حالیکه  $\hat{k}$  منفی به معنای ساختار فنری است که بجای مقاومت در برابر تغییر طول و نیروی خارجی، در اصل اثر تقویت‌کننده برای آن‌ها دارد که می‌تواند سیستم را ناپایدار کند.

## ۶- تعیین پارامترهای طراحی سیستم تعلیق صندلی

با توجه به نمودارها و نتایج تحلیل پارامتری بی‌بعد شده سیستم تعلیق و همچنین الزامات موجود درباره ابعاد کلی سیستم، می‌توان پارامترهای سیستم مانند ضرایب سختی، طول میله‌های رابط، وضعیت تعادل استاتیکی را بگونه‌ای طراحی نمود که در محدوده مناسبی از نظر پاسخی قرار داشته باشند. برای طراحی مناسب این پارامترها باید هر دو بحث پاسخ استاتیکی و دینامیکی سیستم بررسی شود.

به منظور نیل به اهداف مورد نظر طراحی، ضریب سختی دینامیکی معادل بی‌بعدشده سیستم تعلیق باید مقداری مثبت داشته باشد بطوریکه با جابجایی بیش از حد صندلی و خارج شدن از محدوده‌ای

جدول ۷. مقادیر پارامترهای طراحی سیستم تعلیق پیشنهادی

Table 7. The values of design parameters for the presented suspension system

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۳۰ (cm)	$L_h$	۰/۷۶	$\gamma_1$
۴/۳۱ (KN/m)	$k_h^*$	۱/۱	$\gamma_2$
۸/۶۲ (KN/m)	$k_v$	۰/۵	$\alpha$
۷۳/۱۷ (N.s/m)	$c_h^*$	۲۰/۰۱۵ (cm)	$\Lambda$
۷۳۱/۶۹ (N.s/m)	$c_v$	۴۰ (cm)	$L_0$
		۲۰ (cm)	$L_v$

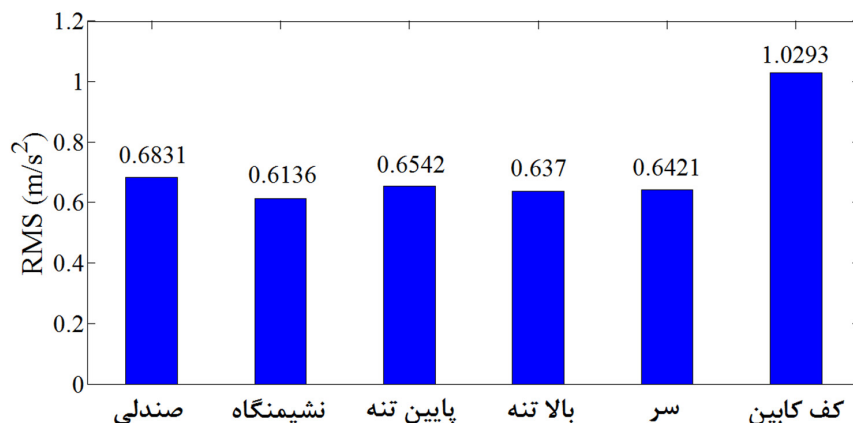
\* به جهت تقارن موجود مقادیر ثوابت سختی و میرایی فنرها و دمپرهای بخش چپ و راست سیستم تعلیق برابر با هم فرض می‌شوند که در اینجا با زیرنویس  $h$  نشان داده شده است

پیشنهادی حدود ۳۴٪ کاهش می‌یابد. این کاهش ارتعاش برای اجزای بدن خلبان بطور متوسط ۳۸٪ است بطوریکه بیشترین کاهش برای نشیمنگاه با ۴۱٪ و کمترین کاهش مربوط به پایین تنه با ۳۶٪ است. همچنین از شکل ۱۳ نتیجه می‌شود که سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی، مقدار متوسط پیک دامنه ارتعاش صندلی و اجزای بدن خلبان نسبت به متوسط پیک دامنه ارتعاش کف کابین را در حدود ۳۵٪ کاهش می‌دهد. بر طبق نتایج شبیه‌سازی‌ها، مقدار موثر صندلی و کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ به ترتیب ۰/۶۸۳۱ و ۱/۰۲۹۳ می‌باشد که با توجه به جدول ۲ می‌توان نتیجه گرفت سطح راحتی خلبان از وضعیت "ناراحت کننده" به وضعیت "کمی ناراحت کننده" بهبود یافته است. همچنین بر اساس نواحی احتیاط راهنمای سلامتی (شکل ۶) که مدت زمان پرواز بر حسب شتاب وزن‌دهی شده را به سه ناحیه ایمن، احتیاطی و خطرناک برای سلامتی تقسیم می‌کند، در صورت عدم حضور سیستم تعلیق، خلبان در ۲ ساعت اول پرواز در ناحیه ایمن بوده و بعد از آن وارد ناحیه احتیاطی می‌شود. پرواز بیش از ۴/۵ ساعت نیز ریسک بالایی را برای آسیب‌دیدگی خلبان دارد. در حالیکه در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی، پرواز تا ۴ ساعت اول در ناحیه ایمن قرار می‌گیرد و بعد از ۱۵ ساعت پرواز وارد ناحیه ریسک بالای سلامتی می‌شود. عبارت دیگر با کاهش اثر ارتعاش روی خلبان، مدت زمان ماموریت‌های پروازی ایمن، بهبود چند برابری خواهد داشت. علاوه بر این مقدار دوز ارتعاش صندلی و کف کابین هلیکوپتر به ترتیب ۴/۱۶۷۴ و ۶/۴۳۴۱ می‌باشد که بر طبق جدول ۳ نشانگر بهبود یک

دینامیکی مجموعه تعلیق است ارائه نمی‌کند. علاوه بر این با توجه به هدف مورد نظر که کاهش ارتعاش انتقالی به سر و گردن سرنشین هلیکوپتر می‌باشد باید پارامترهای سیستم تعلیق بگونه‌ای طراحی شوند که انتقال‌پذیری آن با توجه به سیگنال تحریک ارتعاشی کف کابین در محدوده مناسبی قرار گیرد. جدول ۷ اطلاعات کامل پارامترهای سیستم تعلیق مطلوب را نشان می‌دهد. لازم بذکر است به جهت غیرخطی بودن سیستم، میزان تاثیرپذیری عملکرد کاهندگی سیستم مورد بررسی از مقادیر ضرایب میرایی افقی ( $C_h$ ) و عمودی ( $C_v$ ) سیستم تعلیق بطور صریح مشخص نیست از همین رو برای انتخاب ضرایب میرایی مناسب، مقادیر این ضرایب میرایی در محدوده نسبتاً گسترده‌ای تغییر داده شد و پاسخ سیستم بررسی گردید که در جدول ۷ مقادیر مناسب این ضرایب میرایی ( $C_h, C_v$ ) نیز ارائه شده است.

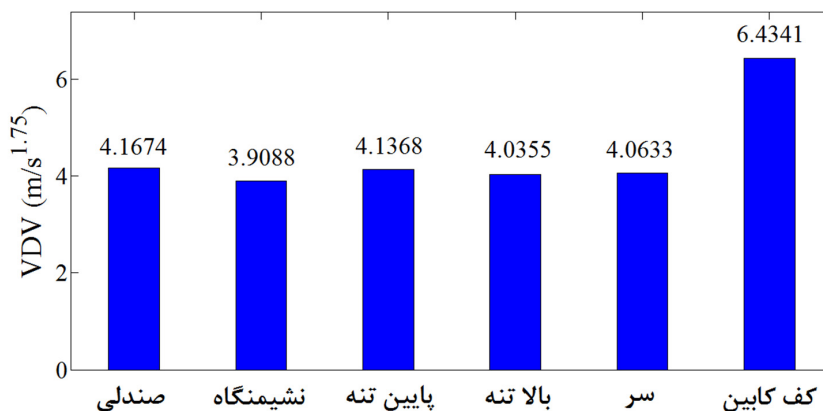
## ۷- نتایج و بحث

به منظور ارزیابی کارایی سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات انتقالی به صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان، میزان ارتعاش بخش‌های مختلف بر حسب معیارهای مرسوم بررسی می‌شود. در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نتایج شبیه‌سازی ارتعاش صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان در شرایط ارتعاشی واقعی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، مقدار موثر ارتعاش انتقالی به صندلی نسبت به کف کابین در حضور سیستم تعلیق



شکل ۱۲. ارتعاش انتقالی به صندلی و اجزای بدن خلبان بر حسب معیار دامنه موثر

Fig. 12. The amount of transmitted vibration to the seat and pilot body parts according to the RMS

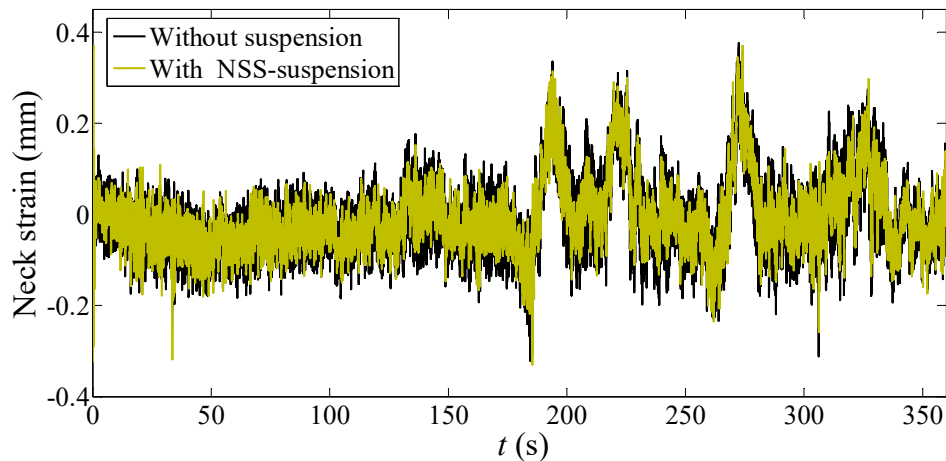


شکل ۱۳. ارتعاش انتقالی به صندلی و اجزای بدن خلبان بر حسب معیار دوز ارتعاش

Fig. 13. The amount of transmitted vibration to the seat and pilot body parts according to the VDV

نماینده میزان کرنش گردن) با در نظر گرفتن سیگنال ارتعاش واقعی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ نشان داده شده است. جدول ۸ نیز اطلاعات استخراجی از نمودار تغییرات کرنش گردن را نشان می‌دهد. در شکل ۱۴ می‌توان مشاهده کرد که دامنه کرنش گردن خلبان در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق کمی کاهش یافته است. جدول ۸ اطلاعات کامل تری از وضعیت گردن ارائه می‌دهد. بر اساس اطلاعات این جدول می‌توان نتیجه گرفت که متوسط کرنش گردن در حضور سیستم تعلیق ۰/۰۰۸۱ - است که برابر با مقدار متناظر آن بدون سیستم تعلیق می‌باشد. علامت منفی نشانگر تحت فشار بودن گردن و فشردگی آن در شرایط حضور در محیط ارتعاشی کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ می‌باشد. همچنین میزان انحراف معیار نشانگر کاهش

پله‌ای سطح درک و احساس خلبان است. همانطور که پیشتر ذکر شد درد گردن یکی از مشکلات رایج در بین خلبانان هلیکوپتر می‌باشد. کشیدگی و فعالیت بیشتر عضلات گردن می‌تواند موجب خستگی شده و در صورت ادامه داشتن به آسیب‌های جدی منتهی می‌شود. از همین رو در مطالعه حاضر، تاثیر سیستم تعلیق پیشنهادی بر روی کشیدگی گردن بررسی شده است. لازم بذکر است که پاسخ گردن به پارامترهای مختلفی مانند زاویه انحراف از حالت قائم، زاویه پشت بدن با سر، قدرت ماهیچه گردن و بسیاری عوامل دیگر وابسته است و از همین رو ارزیابی آن بسیار پیچیده می‌باشد. با اینحال در اینجا میزان کشیدگی گردن در اثر ارتعاشات انتقالی از صندلی به بدن خلبان مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل ۱۴ جابجایی نسبی سر و بالاتنه خلبان (بعنوان



شکل ۱۴. مقایسه کرنش گردن خلبان هلیکوپتر بل-۴۱۲ با و بدون سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی

Fig. 14. The pilot neck strain in presence and absence of the suspension system based on NSS

جدول ۸. مشخصات سیگنال کرنش گردن خلبان

Table 8. Characteristics of the pilot neck strain

دوز ارتعاش	انحراف معیار <sup>۱</sup>	مقدار موثر	متوسط	
۰/۵۱۱۳	۰/۰۸۳۹	۰/۰۸۴۳	- ۰/۰۰۸۱	بدون سیستم تعلیق
۰/۵۰۵۴	۰/۰۷۹۴	۰/۰۷۹۸	- ۰/۰۰۸۱	در حضور سیستم تعلیق

<sup>۱</sup> Standard Deviation (STD)

نتایج ارزیابی‌های دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش است. همانطور که از شکل‌های ۱۵ و ۱۶ برمی‌آید، سیستم تعلیق پیشنهادی میزان ارتعاش انتقالی به صندلی را بر اساس معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی مبتنی بر مقدار موثر و مقدار دوز به ترتیب به میزان ۳۳٪ و ۳۵٪ کاهش می‌دهد در حالیکه این کاهش بر اساس معیار انتقال‌پذیری حدود ۳۰٪ است. دلیل اختلاف نتایج بین این دو معیار ناشی از تفاوت در نوع روش ارزیابی آن‌ها از سیگنال ارتعاشی است. با این حال هر دو معیار کارایی سیستم تعلیق پیشنهادی در کاهش اثر ارتعاش را تایید می‌کنند.

از آنجاییکه در بحث کارایی سیستم تعلیق، شتاب وارد بر صندلی از اهمیت بالایی برخوردار است، به منظور بررسی دقیق‌تر آن، سیگنال‌های شتاب صندلی و شتاب کف کابین هلیکوپتر در هر دو حوزه زمان و فرکانس به ترتیب در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ با یکدیگر مقایسه شده است.

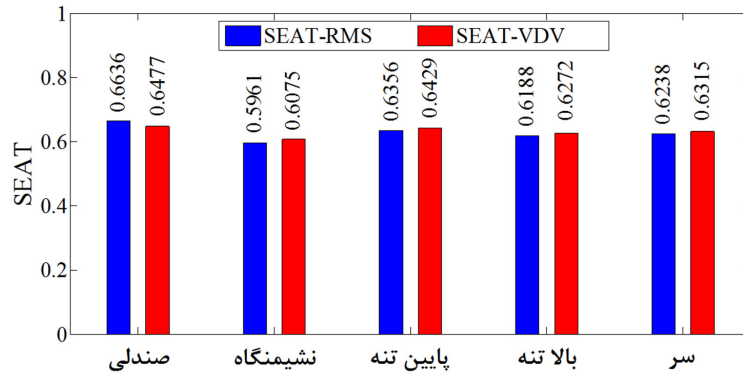
همانطور که از شکل‌های ۱۷ و ۱۸ مشخص است، سیستم تعلیق

پخش‌شدگی مقادیر کرنش گردن نسبت به مقدار متوسط آن در حضور سیستم تعلیق می‌باشد. عبارت دیگر سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی باعث کاهش دامنه کرنش گردن خلبان به میزان ۶٪ شده است. مقادیر مقدار دوز ارتعاش نیز بیانگر محدود شدن پیک‌های کرنش گردن در حضور سیستم تعلیق است بطوریکه حدود ۲٪ کاهش در متوسط دامنه پیک‌ها را نشان می‌دهد.

همانطور که پیشتر گفته شد از آنجاییکه معیارهای دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش تنها بیانگر ویژگی‌های سیگنال ارتعاشی هستند و برآورد مستقیمی از عملکرد سیستم تعلیق را ارائه نمی‌دهند اغلب از معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی و انتقال‌پذیری برای ارزیابی سیستم تعلیق استفاده می‌شود. در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ اثر کاهندگی سیستم تعلیق بر روی ارتعاش انتقالی به بدن خلبان ارائه شده است.

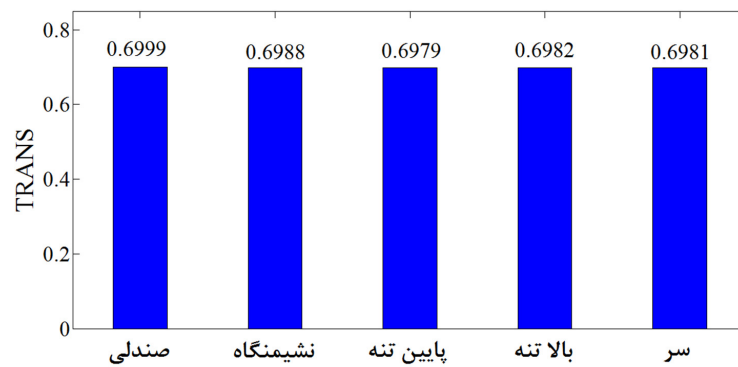
نتایج نشان از عملکرد موثر سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین دارد و تاییدی بر





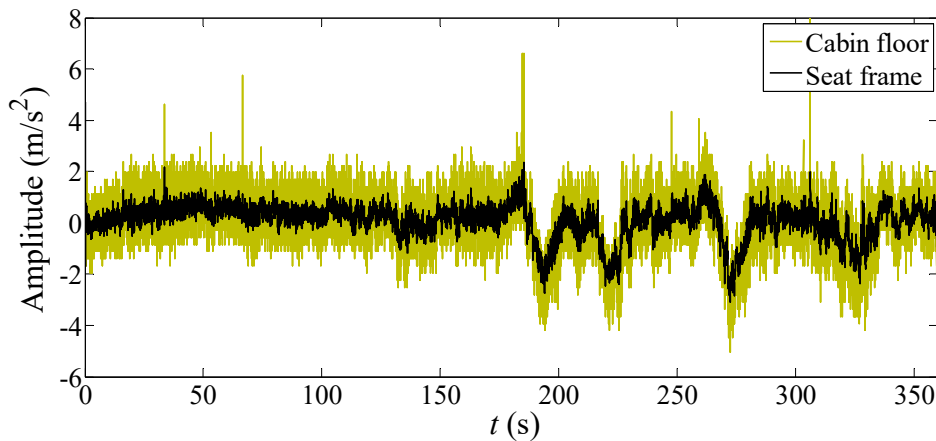
شکل ۱۵. عملکرد کاهندگی سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی بر حسب معیار انتقال پذیری دامنه موثر صندلی

Fig. 15. The vibration reduction performance of the suspension system with NSS according to SEAT criterion



شکل ۱۶. عملکرد کاهندگی سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی بر حسب معیار انتقال پذیری

Fig. 16. The vibration reduction performance of the suspension system with NSS according to TRANS criterion

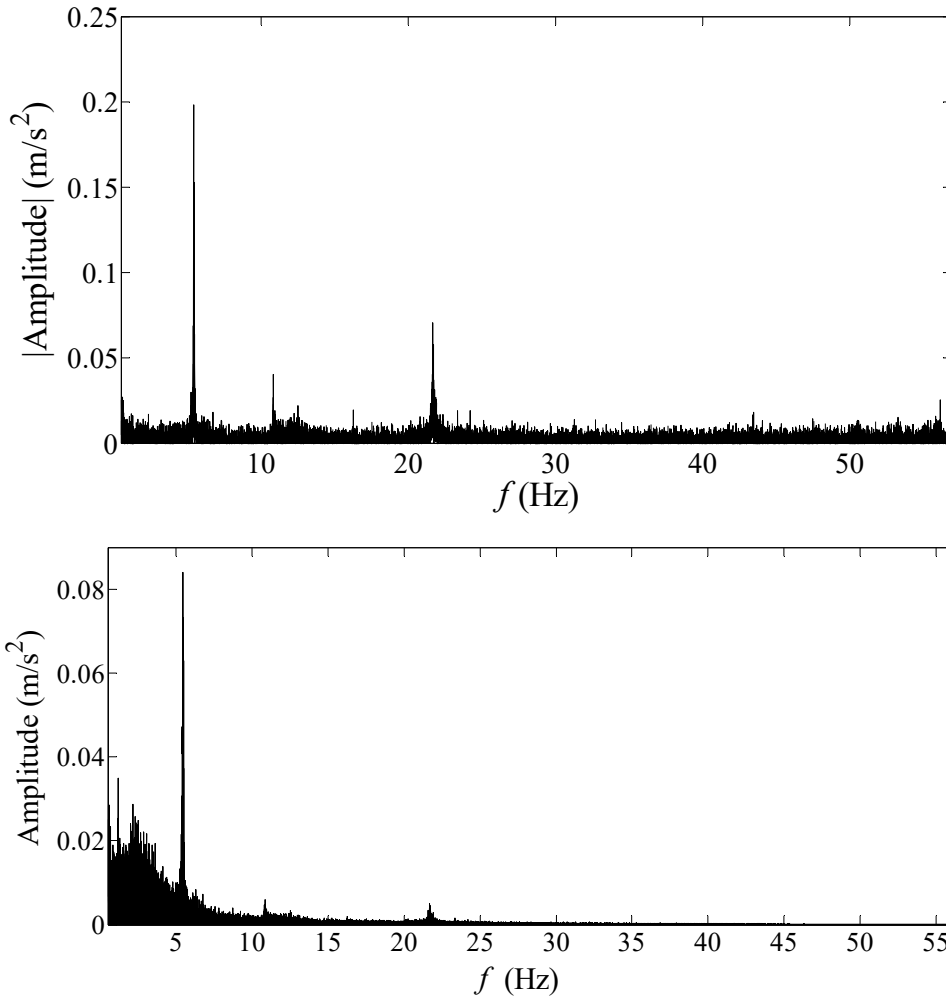


شکل ۱۷. نمودار سیگنال‌های ارتعاشی کف کابین و صندلی در حوزه زمان

Fig. 17. The vibration of the cabin floor and the seat in time domain

اطلاعات جالبی در مورد عملکرد سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی را آشکار می‌کند. در محدوده فرکانسی کمتر از ۳ هرتز، بطور کلی می‌توان گفت دامنه ارتعاش صندلی تغییر محسوسی

پیشنهادی شتاب صندلی را در شرایطی که سیگنال واقعی کف کابین هلیکوپتر بعنوان سیگنال تحریک پایه به آن اعمال شده، بطور قابل توجهی کاهش داده است. نمودار دامنه-فرکانس کف کابین و صندلی



شکل ۱۸. نمودار سیگنال‌های ارتعاشی کف کابین (بالا) و صندلی (پایین) در حوزه فرکانس

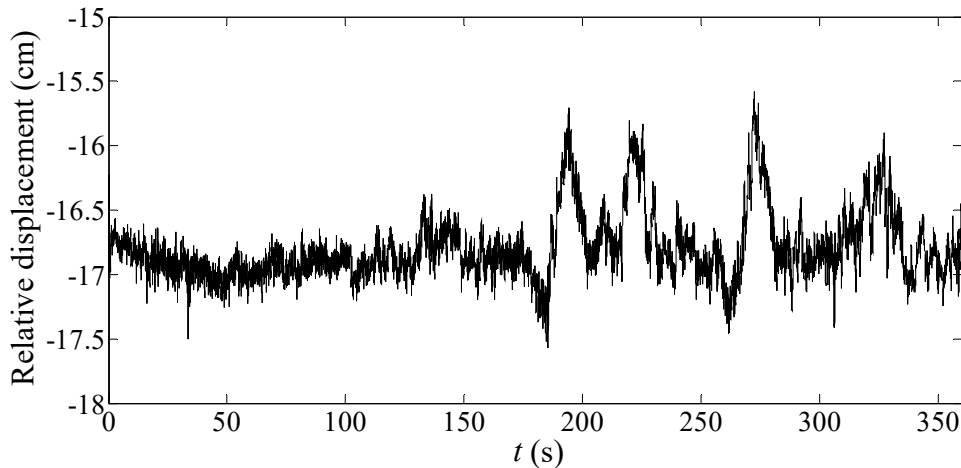
Fig 18. The vibration of the cabin floor (above) and the seat (below) in frequency domain

می‌تواند کیفیت کنترل هلیکوپتر را تحت شعاع قرار دهد و از این رو این معیار نیز باید در بررسی عملکرد سیستم تعلیق مدنظر قرار گیرد. لازم بذکر است از آنجاییکه تجهیزات راه‌اندازی و عملکردی مانند دسته کنترلی، پدال‌ها و ... همیشه به کف کابین فیکس هستند، به منظور اطمینان از فرمان‌پذیری آسان وسیله، جابجایی تعلیق یا همان میزان حرکت نسبی نباید زیاد باشد. در شکل ۱۹ و جدول ۹ نمودار تغییرات و اطلاعات سیگنال جابجایی نسبی کف کابین و صندلی ارائه شده است.

از شکل ۱۹ و همچنین جدول ۹ می‌توان نتیجه گرفت که صندلی در اثر وزن خلبان در حدود ۱۷ سانتی‌متر به سمت کف کابین پایین می‌رود که در این حالت وزن سرنشین توسط فنرهای جانبی و عمودی مهار می‌شود. علاوه بر این، با توجه به مقدار انحراف معیار

نمی‌کند در حالیکه در فرکانس‌های بالاتر، دامنه شتاب صندلی نسبت به کف کابین تا چندبرابر تضعیف می‌شود. برای مثال در فرکانس نزدیک ۵ هرتز که یکی از فرکانس‌های تشدید سیستم می‌باشد، دامنه در حدود ۲/۵ برابر کاهش را نشان می‌دهد و از ۰/۲ به ۰/۰۸ می‌رسد در حالیکه دامنه فرکانس ۲۱/۶۰ هرتز از ۰/۰۷ به ۰/۰۰۵ می‌رسد (۱۴ برابر کاهش دامنه). مقایسه نمودارهای دامنه-فرکانس صندلی و کف کابین هلیکوپتر نشان می‌دهد به جهت مشابهت بالای طیف فرکانسی هر دو سیگنال ارتعاشی صندلی و کف کابین، پدیده مدولاسیون فرکانس اتفاق نیفتاده است و سیستم تعلیق تنها دامنه ارتعاشات را کاهش داده است.

علیرغم اهمیت بالای کاهش شتاب ارتعاشی صندلی و بدن خلبان، نباید از بحث فرمان‌پذیری غافل شد چرا که کاهش فرمان‌پذیری



شکل ۱۹. نمودار جابجایی نسبی صندلی و کف کابین هلیکوپتر در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی

Fig. 19. The relative displacement between the seat and the helicopter cabin floor in presence of the proposed suspension system based on NSS

جدول ۹. اطلاعات جابجایی نسبی صندلی و کف کابین هلیکوپتر در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی

Table 9. Characteristics of the relative displacement between the seat and the helicopter cabin floor in presence of the proposed suspension system

نوع سیگنال	متوسط	دامنه موثر	انحراف معیار
جابجایی نسبی صندلی و کف	- ۱۶/۷۹۷۱	۱۶/۷۹۹۲	۰/۲۶۵۳

عملکرد سیستم را بالا برد اما در کنار آن به فضای بیشتری برای حرکت مجموعه تعلیق نیاز است که در بیشتر کاربردها ممکن نیست. در اینجا نیز که سیستم تعلیق برای یک هلیکوپتر خاص بررسی شده قطعاً محدودیت فضا است که تعیین کننده مقادیر مناسب  $\gamma_1$  و  $\gamma_2$  می‌باشد. همچنین از شکل‌های ۹-۱۱ برمی‌آید که سختی معادل بی بعد شده سیستم تعلیق در محدوده‌ای از جابجایی‌ها تغییرات کمی را خواهد داشت در حالیکه با فاصله گرفتن جابجایی‌ها از این محدوده، سختی معادل بی‌بعد شده تغییرات تندی را تجربه خواهد کرد که بالطبع غیرخطی بودن پاسخ را تشدید می‌نماید.

نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان داد که در صورت طراحی مناسب پارامترهای سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی می‌توان علاوه بر افزایش قابلیت باربرداری صندلی، ارتعاش انتقالی به سرنشین را نیز تا حدود ۴۰٪ کاهش داد که از این حیث می‌تواند عملکرد بالاتری نسبت به سایر ساختارهای تعلیق مرسوم ارائه دهد. همچنین مقایسه طیف فرکانسی شکل ۱۸ نشان داد که از لحاظ فرکانسی در طی مسیر حرکت ارتعاش از کف تا بدن سرنشین، پدیده مدولاسیون

سیگنال جابجایی نسبی (۰/۲۶۵۳)، میزان پخش‌شدگی سیگنال جابجایی نسبی در اثر ارتعاش کف کابین هلیکوپتر بسیار محدود و تقریباً ۲/۵ میلی‌متر است. نتایج نشان می‌دهد که عملکرد سیستم تعلیق پیشنهادی بر روی فرمان‌پذیری اثر ناچیزی دارد. بعبارت دیگر سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی می‌تواند با حفظ فرمان‌پذیری، ارتعاشات وارد به سرنشین را بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش داده و محیط ارتعاشی هلیکوپتر را برای خدمه بهبود ببخشد.

#### ۸- نتیجه‌گیری

استفاده از صندلی‌های دارای سیستم تعلیق پیشرفته که بتواند ارتعاشات انتقالی به سرنشین را کاهش دهد بعنوان یک روش مستقیم، نسبتاً ارزان و با افق اجرای کوتاه‌مدت می‌تواند پاسخی مناسب به چالش پیش‌روی توسعه استفاده از هلیکوپترها در نظر گرفته شود.

نتایج بررسی سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی نشان داد که پارامترهای  $\gamma_2$  و  $\alpha$  نسبت به  $\gamma_1$  تاثیر بیشتری بر روی قابلیت باربرداری مجموعه دارند. علاوه از شکل‌های ۹-۱۱ می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش  $\gamma_1$  و کاهش  $\gamma_2$  شاید بتوان محدوده

فاصله عمودی بین فنرهای افقی و صندلی، $m$	$u$
شتاب، سرعت و جابجایی صندلی	$z_s, \dot{z}_s, \ddot{z}_s$
جابجایی، سرعت و شتاب کف کابین	$z_b, \dot{z}_b, \ddot{z}_b$
نیروی بی‌بعد شده $FF$ نسبت به $(k_v L_0)$	$\hat{F}$
فاصله عمودی بی‌بعد شده $h$ نسبت به $L_0$	$\hat{h}$
سختی دینامیکی بی‌بعد شده نسبت به $k_v$	$\hat{k}$
فاصله عمودی بی‌بعد شده $u$ نسبت به $L_0$	$\hat{u}$
جابجایی بی‌بعد شده صندلی نسبت به $L_0$	$\hat{z}$
<b>علائم یونانی</b>	
تغییر طول فنرهای پایین، راست و چپ، $m$	$\Delta_l, \Delta_r, \Delta_d$
سرعت نسبی دو سر میراگرهای پایین، راست و چپ، $m/s$	$\dot{\Delta}_l, \dot{\Delta}_r, \dot{\Delta}_d$
فاصله افقی مفصل لولایی محل اتصال میله رابط و صندلی تا دیواره، $m$	$\lambda$
نسبت سختی افقی به سختی عمودی	$\alpha$
زوایه میله‌های رابط جانبی نسبت به افق	$\beta$
نسبت طول میله رابط افقی ( $L_h$ ) به طول اولیه فنر افقی ( $L_0$ )	$\gamma_1$
نسبت فاصله $\lambda$ به طول اولیه فنر افقی ( $L_0$ )	$\gamma_2$

### مراجع

- [1] J. Adams, Results of NVG-Induced Neck Strain Questionnaire Study in CH-146 Griffon Aircrew, Report No. TR2004-153, Defence Research and Development Canada, Toronto, Canada, 2004.
- [2] B. Ang, K. Harms-Ringdahl, Neck pain and related disability in helicopter pilots: a survey of prevalence and risk factors. *Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 77(7) (2006) 713–719.
- [3] M.K. Thomae, J. E. Porteus, J. R. Brock, G. D. Allen, R. F. Heller, Back pain in Australian Military Helicopter Pilots: A Preliminary Study. *Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 69(5) (1998) 468–473.
- [4] A. Brammer, D. Peterson, *Vibration, Mechanical Shock,*

فرکانس اتفاق نیفتاده است چرا که طیف فرکانسی ارتعاش کف کابین و فریم صندلی تقریباً یکسان می‌باشد. مقایسه نتایج کرنش گردن نیز نشان داد که سیستم تعلیق علیرغم کاهش کلی اثر ارتعاش روی گردن، تغییر محسوسی در مشخصات سیگنال کرنش گردن ایجاد نمی‌کند. عبارت دیگر حضور سیستم تعلیق بر روی کشیدگی گردن تاثیر قابل توجهی ندارد.

در ادامه پژوهش حاضر می‌توان بر روی شناخت چگونگی فرآیند مدولاسیون به منظور کنترل طیف فرکانسی انتقالی به سرنشین با توجه به سیگنال ورودی کار نمود و حتی پارامترهای سیستم تعلیق را بر اساس آن طراحی نمود. همچنین با بررسی تاثیر تغییر سیگنال ارتعاشی ورودی بر روی نتایج که می‌تواند ناشی از تغییر مانور پروازی و یا حتی بکارگیری سیستم تعلیق در کاربرد دیگری باشد، امکان توسعه کار حاضر وجود دارد. بررسی امکان تعمیم این ساختار در راستاهایی غیر از راستای عمودی (جانبی و جلو-عقب) نیز از دیگر مواردی است که می‌تواند در تحقیقات آتی مورد توجه قرار گیرد.

### فهرست علائم

### علائم انگلیسی

ضریب میرایی بخش پایین، راست و چپ، $N.s/m$	$c_l, c_r, c_d$
ضریب میرایی عمودی و افقی، $N.s/m$	$c_h, c_v$
نیروی فنر عمودی و افقی، $N$	$F_h, F_v$
نیروی بازگرداننده سیستم تعلیق، $N$	$F$
فاصله عمودی اولیه صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی، $m$	$h$
سختی عمودی و افقی، $N/m$	$k_h, k_v$
سختی فنرهای پایین، راست و چپ، $N/m$	$k_l, k_r, k_d$
طول اولیه فنر افقی، $m$	$L_0$
طول فنر افقی در یک وضعیت دلخواه صندلی، $m$	$L_f$
طول میله‌های رابط عمودی و افقی، $m$	$L_h, L_v$
جرم صندلی، $kg$	$m_s$
جرم نشیمنگاه، پایین تنه، سر و پایین تنه، $kg$	$m_3, m_2, m_1, m_0$

- (2007) 678–698.
- [16] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, K. Shin, On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. *Journal of Sound and Vibration*, 315 (3) (2008) 712–720.
- [17] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, Demonstrator to show the effects of negative stiffness on the natural frequency of a simple oscillator, *Proceedings of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 222 (7) (2008) 1189–1192.
- [18] V.K. Wickramasinghe, Dynamics control approaches to improve vibratory environment of the helicopter aircrew, Doctoral dissertation, Carleton University, 2013.
- [19] X. Zhang, Y. Qiu, M. J. Griffin, Developing a simplified finite element model of a car seat with occupant for predicting vibration transmissibility in the vertical direction. *Ergonomics*, 58(7) (2015) 1220-1231.
- [20] M. Grujicic, B. Pandurangan, G. Arakere, W.C. Bell, T. He, X. Xie, Seat-cushion and soft-tissue material modeling and a finite element investigation of the seating comfort for passenger-vehicle occupants. *Materials & Design*, 30(10) (2009) 4273-4285.
- [21] Y. Chen, Y. Wang, H.X. Hua, Performance of an elastic polymer foam cushion in attenuating responses of shipboard standing-men to ship vertical shock. *Journal of Vibration and Control*, 19 (2013) 1999-2012.
- [22] T.H. Kim, Y.T. Kim, Y.S. Yoon, Development of a biomechanical model of the human body in a sitting posture with vibration transmissibility in the vertical direction. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 35 (2005) 817-829.
- [23] P. May, E. Zhou, C.W. Lee, Learning in fully recurrent neural networks by approaching tangent planes to constraint surfaces. *Neural Networks*, (2012) 34, 72-79.
- [24] B. Widrow, A. Greenblatt, Y. Kim, D. Park, The No-Prop algorithm: A new learning algorithm for multilayer neural networks. *Neural Networks*, 37 (2013) 182-188.
- [25] A.A. Zadpoor, G. Campoli, H. Weinans, Neural network prediction of load from the morphology of trabecular bone. *Applied Mathematical Modelling*, 37(7) (2013) and Impact. In: *Standard Handbook of Biomedical Engineering and Design*. New York, McGraw Hill, 2004.
- [5] M.F. Harrison, J. P. Neary, W. J. Albert, J. C. Croll, Neck Pain and Muscle Function in a Population of CH-146 Helicopter Aircrew. *Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 82(12) (2011) 1125-1130.
- [6] D.F. Shanahan, T. E. Reading, Helicopter Pilot Back Pain: A Preliminary Study. *Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 55(2) (1984) 117-121.
- [7] A. J. Landgrebe, M. W. Davis, Analysis of Potential Helicopter Vibration Reduction Concepts, In: *AHS Decennial Specialists' Meeting on Rotorcraft Dynamics*, Moffett Field, 1985.
- [8] L.N. Virgin, S.T. Santillan, R.H. Plaut, Vibration isolation using extreme geometric nonlinearity. *Journal of Sound and Vibration*, 315 (3) (2008) 721–731.
- [9] S. Santillan, L.N. Virgin, R.H. Plaut, Equilibria and vibration of a heavy pinched loop. *Journal of Sound and Vibration*, 288(1–2) (2005) 81–90.
- [10] E.J. Chnin, K.T. Lee, J. Winterflood, L. Ju, D.G. Blair, Low frequency vertical geometric anti-spring vibration isolators. *Physics Letters A*, 336 (2–3) (2005) 97–105.
- [11] R.H. Plaut, H.M. Favor, A.E. Jeffers, L.N. Virgin, Vibration isolation using buckled or pre-bent columns-part 1: two-dimensional motion of horizontal rigid bar. *Journal of Sound and Vibration*, 310 (1–2) (2008) 409–420.
- [12] I. Hostens, K. Deprez, H. Ramon, et al., An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of sound and vibration*, 276(1-2) (2004) 141-156.
- [13] N.F. Plooy, P.S. Heyns, M.J. Brennan, The development of a tunable vibration absorbing isolator. *Journal of Mechanical Sciences*, 47 (7) (2005) 983–997.
- [14] X. Sun, X. Jing, A nonlinear vibration isolator achieving high-static-low-dynamic stiffness and tunable anti-resonance frequency band. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 80 (2016) 166-188.
- [15] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, Static analysis of a passive vibration isolation with quasi zero-stiffness characteristic. *Journal of Sound and Vibration*, 301 (3–5)

- Doctoral dissertation, James Cook University, 2016.
- [31] B.R. Ellis, J.D. Littler, Response of Cantilever Grandstands to Crowd Loads. Part 1: Serviceability Evaluation. Proceedings of Institution of Civil Engineers. Structures and Buildings, 157(4) (2004) 235-241.
- [32] X. Ji, Evaluation of suspension seats under multi-axis vibration excitations-a neural net model approach to seat selection, Doctoral dissertation, The University of Western Ontario, 2015.
- [33] J. Wu, R.R. Zhang, Q. Wu, K.K. Stevens, Environmental vibration assessment and its applications in accelerated tests for medical devices. Journal of sound and vibration, 267(2) (2003) 371-383.
- [34] P. Donati, Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. Journal of sound and vibration, 253 (2002) 169-183.
- 5260-5276.
- [26] G.J. Stein, P. Múčka, T.P. Gunston, S. Badura, Modelling and simulation of locomotive driver's seat vertical suspension vibration isolation system. International Journal of Industrial Ergonomics, 38(5) (2008) 384-395.
- [27] M. J. Griffin, Handbook of human vibration. Cambridge, Academic press, 2012.
- [28] International Standards Organization, Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1, Geneva, Switzerland, 1997.
- [29] K. Knothe, S. Stichel, Human Perception of Vibrations - Ride Comfort. In: Rail Vehicle Dynamics. Springer, Cham (2017) 141-157.
- [30] P.J. Grabau, The simulation of vibrations experienced by patients during helicopter winching and retrieval,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

E. Davoodi, P. Safarpour, M. Pourgholi, M. Khazaei, Modeling, design and investigation of seat suspension based on negative stiffness structure to improve the vibration environment for helicopter pilots, *AmirKabir J. Mech. Eng.*, 53(Special Issue 4) (2021) 2513-2538.

DOI: [10.22060/mej.2020.18125.6743](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18125.6743)

