



## بررسی تأثیر هندسه بر مشخصه‌های عملکردی ضربه‌گیرهای نصب شده در سیلندرهای هیدرولیکی

معین مجنونی مهرداد، داود کلانتری\*، سید رضا موسوی سیدی

گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۰۶/۱۶  
بازنگری: ۱۳۹۶/۱۱/۰۲  
پذیرش: ۱۳۹۶/۱۲/۲۰  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۱/۲۰

### کلمات کلیدی:

ضربه‌گیر نهایی  
ضربه‌گیر سهمی‌وار  
ضربه‌گیر مخروطی  
ضربه‌گیر استوانه‌ای  
ضربه‌گیر دومخروط

**خلاصه:** در کار پژوهشی حاضر، بررسی تأثیر هندسه بر مشخصه‌های عملکردی پنج مدل ضربه‌گیر نصب شده در سیلندرهای هیدرولیکی ارائه شده است. با بررسی رفتار حرکتی پیستون و اندازه‌گیری پارامترهایی نظیر موقعیت، سرعت، شتاب، دبی و فشار هیدرولیک در یک سیلندر هیدرولیک یک طرفه نسبت به مقایسه پنج مدل ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی، سهمی‌وار، پارابولیک و دومخروط اقدام گردید. با توجه به نتایج حاصل، ضربه‌گیر سهمی‌وار کمترین درصد افزایش فشار و ضربه‌گیر استوانه‌ای بیشترین میزان افزایش فشار در حین ضربه‌گیری را داشت. علاوه بر این ضربه‌گیر دومخروط از نظر حداکثر افزایش فشار در مرحله ضربه‌گیری عملکرد نزدیکی به عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار را نشان داد. زمان عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار در آزمایش با وزنه ۳۵۰ کیلوگرم نیز نسبت به ضربه‌گیر مخروطی ۳۳٫۸ درصد و نسبت به ضربه‌گیر استوانه‌ای ۶۳٫۹ درصد کوتاه‌تر بود. در نهایت با توجه به زمان عملکرد کوتاه، کاهش یکنواخت سرعت و نرخ تخلیه یکنواخت روغن در طی فرایند ضربه‌گیری، استفاده از ضربه‌گیر سهمی‌وار برای استفاده در صنعت توصیه می‌شود.

### ۱- مقدمه

امروزه از واژه ضربه‌گیر برای دامنه وسیعی از اهداف صنعتی و به طور خاص در سیلندرهای هیدرولیکی و نیوماتیکی استفاده می‌شود. کاربردهای این سامانه از بیل‌های مکانیکی بزرگ تا رباط‌های دقیق متغیر می‌باشد. در نمای کلی، عملگرهای هیدرولیکی دقیق کاملاً شبیه حسگرهای مکانیکی بوده و در زمینه‌های مختلفی شامل انواع سامانه‌های رباتیک، ماشین‌آلات قالب‌ریزی شیشه‌های حبایی و سامانه‌های ایزوله لرزش کاربرد دارند [۱-۳].

سیلندرهای هیدرولیکی، برای سامانه‌های چند عضوی مانند بوم یک بالابر حرکت خطی تولید می‌کنند که کنترل دقیق و بدون ضربه حرکت در انتهای مسیر باز شدن سیلندر بسیار حائز اهمیت است [۲]. از طرف دیگر سیلندرهای هیدرولیکی به طور معمول نیروهای شدیدی را تولید می‌کنند که فشار هیدرولیک در آنها ممکن است به ۴۰۰ بار یا حتی بیشتر برسد که وارد شدن نیروی تولید شده با این مقدار فشار در انتهای مسیر به سادگی باعث ایجاد ضربات شدید در

مدار هیدرولیکی و بدنه سامانه می‌گردد. همچنین صدای ناشی از برخورد پیستون به بلوک انتهای سیلندر نیز می‌تواند شدید و خطرناک باشد [۴ و ۵]. به طور مثال فشار کارکرد جک‌های هیدرولیک تیغه در بلدوزر PR571 لیپهر برابر با ۴۲۰ بار می‌باشد. چنان چه در حین کار تیغه، امکان وارد شدن نیروی بیش از حد مجاز به پیستون تیغه بدون محدودیت در انتهای کورس وجود داشته باشد، باعث بروز آسیب‌های غیرقابل تعمیر به سیلندر می‌گردد. شوک‌های باری از این دست، نه تنها به دلیل آسیب‌های احتمالی که به سیلندر هیدرولیک وارد می‌کنند، بلکه به دلیل قرار دادن بار تحت اینرسی شدید قابل چشم‌پوشی نیستند [۶]. دسترسی به نقطه توقف<sup>۱</sup> در این شرایط به معنای غلبه بر باز و بسته شدن بیش از حد پیستون در داخل محفظه سیلندر است؛ حال چه این باز و بسته شدن توسط یک سازوکار در داخل سیلندر صورت پذیرد و یا توسط سازوکار خارجی که به سیلندر متصل شده است [۴]. همچنین زمانی که سرعت حرکت پیستون بیشتر از ۰/۱ متر بر ثانیه باشد، اهتمام به توقف سیلندر قبل از

1 Stop point

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: d.kalantari@sanru.ac.ir



عملکرد ضربه‌گیر اتفاق می‌افتد. مرحله دوم در زمان افت فشار در حالت مماس شدن لبه‌های تیز عامل ضربه‌گیری و غلاف انتهایی اتفاق افتاده و در نهایت با ورود ضربه‌گیر به داخل بلوک سیلندر مرحله سوم آغاز می‌گردد [۱۰ و ۱۱]. همان‌طور که پیش‌تر نیز عنوان گردید هدف اصلی استفاده از ضربه‌گیرها، کاهش شوک ناشی از ضربه می‌باشد. در همین راستا میرمانو و نکراسو در سال ۲۰۱۳، نسبت به تعیین مدل‌های ریاضی نواحی توزیع فشار در طی یک شوک هیدرولیکی اقدام و بر مبنای طرح پیشنهادی کالر و بریج برای بررسی شوک وارده به سیال هیدرولیک در داخل یک سیلندر هیدرولیکی پنج مدل متفاوت ارائه نمودند [۱۲]. همچنین چین کنتنگ و همکاران، با طراحی دو ماشین ضربه‌گیری (یک دستگاه بدون جاذب و دیگری با جاذب) بر مبنای یک سیلندر هیدرولیک و با اعمال ضربه‌های دینامیکی ناشی از وزنه‌های مختلف نشان دادند که تغییرات فشار در هر دو دستگاه به صورت گذرا بوده و میزان آن در ابتدای فرایند تا ۵۰٪ بیشتر از فشار کارکرد سیلندر در بقیه مسیر طبیعی کار می‌باشد [۱۳]. وی و همکاران نیز در سال ۲۰۱۰ مشخصه‌های جریان سیال هیدرولیک در طی عملکرد ضربه‌گیری را با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی مطالعه نموده و عملکرد یک سیلندر را شبیه‌سازی کردند. در این مطالعه عددی ایشان توانستند میزان تغییرات فشار، سرعت و میزان جابه‌جایی درون سیلندر در طی فرایند ضربه‌گیری را پیش‌بینی کنند [۱۰]. شوارتز و همکاران در سال ۲۰۰۵ با کار بر روی یک مدل غیرخطی نسبت به بررسی تمامی پارامترهای فیزیکی مؤثر بر عملکرد اجزای هیدرولیک ضربه‌گیری از قبیل اصطکاک، تراکم‌پذیری سیال، افت انرژی فشاری در طول فرایند و موارد دیگر پرداختند. در این پژوهش علاوه بر این که مدل ارائه شده پیشگویی مناسبی از رفتار سیلندر و فرایند ضربه‌گیری داشت، مشخص شد که فاکتور ضربه‌گیری در زمان ورود ضربه‌گیر به داخل محفظه ضربه‌گیری تا ۱/۷۵ برابر حد نرمال کارکرد سیلندر افزایش می‌یابد [۷]. هاک در مقاله تعادل توان در طول فرایند ضربه‌گیری در سیلندره‌های هیدرولیکی در سال ۲۰۱۱، نشان داد که توان مفید با افزایش سرعت پیستون افزایش و در طول فرایند ضربه‌گیری تا ۱/۶ برابر کاهش می‌یابد. هاک بر همین مبنای با توسعه یک مدل عددی اثبات کرد که میزان اتلاف انرژی در طول فرایند ضربه‌گیری نیز حداکثر ۱/۶ برابر کاهش دارد [۱۴]. زون چن و همکاران در سال

رسیدن به نقاط انتهایی بسیار اهمیت پیدا می‌کند [۷]. در صنعت به منظور کاهش ریسک آسیب احتمالی در انتهای مسیر حرکت پیستون، سیلندره‌های هیدرولیکی به یک سازوکار مکانیکی یا الکتریکی مجهز می‌شوند تا شتاب و سرعت پیستون را در زمان رسیدن به نقاط توقف انتهایی کاهش دهند [۴]. با پیشرفت تکنولوژی‌های نوین، همچنان اغلب سامانه‌های کاهنده متداول شامل شیرهای کاهنده و یک‌طرفه می‌باشند که در دراز مدت به دلیل عدم فیلتراسیون مناسب روغن و یا تغییرات دما دچار ضعف و خطا می‌گردند [۷]. در این سامانه‌ها فرآیند کاهش شتاب معمولاً توسط محدود کردن حجم جریان سیال خروجی از سیلندر پس از پیمایش بخش عمده‌ای از کورس سیلندر توسط پیستون انجام می‌گیرد. به این صورت که روغن گیرافتاده در یک سمت پیستون در انتهای کورس به آرامی تخلیه می‌شود تا از برخورد پیستون با بلوک سیلندر تحت اثر نیروی مخرب ناشی از اینرسی و وزنه جلوگیری شود. این فرآیند امکان این را فراهم می‌آورد که پیستون بخش عمده‌ای از کورس سیلندر را با حداکثر سرعت و بخش انتهایی کورس را به آرامی پیماید. علاوه بر این با توجه به گستردگی کاربرد سیلندره‌های هیدرولیک باید امکان تنظیم میزان ضربه‌گیری نیز فراهم باشد؛ به این معنی که باید قابلیت تغییر نرخ خروج جریان سیال پس از این که پیستون کورس از پیش تعیین شده‌ای را پیمود، وجود داشته باشد [۸].

در سازوکارهای کاهش سرعت مکانیکی، به طور معمول از یک عامل ضربه‌گیری<sup>۱</sup> مانند یک بوش نری که به صورت محوری به انتهای پیستون و یا یک بوش مادگی (غلاف) که به صورت محوری به انتها و دور دسته پیستون متصل شده است، استفاده می‌شود. در طول عملکرد فرآیند ضربه‌گیری، از این عامل مکانیکی به منظور محدود کردن مسیر خروج جریان روغن خروجی از سیلندر استفاده می‌گردد [۹]. در واقع با تعبیه زائده‌ای بر روی پیستون، سطح مقطع مسیر جریان در انتهای کورس حرکت پیستون کاهش یافته و در نتیجه پیستون به آرامی و بدون ایجاد ضربه بسته می‌شود [۱]. بر همین مبنای، فرایند ضربه‌گیری دارای سه مرحله افت فشار اولیه<sup>۲</sup>، اختناق در گلوگاه لبه تیز<sup>۳</sup> و اختناق در گلوگاه گشاد<sup>۴</sup> می‌باشد. مرحله افت فشار اولیه به دلیل محدود شدن ناگهانی مسیر جریان سیال در ابتدای

- 1 Cushioning factor
- 2 Local Pressure loss
- 3 Sharp edge throttling
- 4 Aperture throttling



شکل ۱: مجموعه کامل سیلندر هیدرولیک و منبع قدرت هیدرولیکی  
**Fig. 1. Complete set of hydraulic cylinder and hydraulic Power-package**

روغن پرفشار به درون سیلندر از یک منبع قدرت هیدرولیکی<sup>۲</sup> با حداکثر فشار ۱۲۰ بار استفاده گردید (شکل ۱). سامانه منبع قدرت هیدرولیکی مورد استفاده شامل الکتروموتور، پمپ دنده خارجی با فشار کاری ۱۲۰ بار و دبی ۳۰ لیتر بر دقیقه، فیلتر مکش، گنج فشار روغن آنالوگ، شیر کنترل مسیر ۴ راهه ۳ وضعیته (۴/۳) با ۳ لیور تحریک دستی و سولونوئیدی، شیر ربع گرد ۳ حالتی، مخزن هیدرولیک و صفحه موج گیر بود. فرآیند تخلیه روغن با بهره‌گیری از نیروی وزن حاصل از بار خارجی وارد بر دسته پیستون انجام پذیرفت. نقشه کامل مدار هیدرولیک در شکل ۲ نشان داده شده است

بر اساس گزارش کلاین ۴ نمونه ضربه‌گیر اصلی در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرد که در تحقیق حاضر با تغییرات اعمالی، طراحی پنج نمونه ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی، سهمی‌وار، پارابولیک و دومخروط در نرم افزار سالدوورکس انجام پذیرفت [۱۷]. نقشه جزئیات طراحی ضربه‌گیرهای مورد استفاده به همراه نحوه مونتاژ در شکل ۳ نشان داده شده است. بر این اساس ضربه‌گیر (a) از نوع استوانه‌ای ساده و مجهز به شیار اورینگ به منظور آب‌بندی فضای بین ضربه‌گیر و غلاف انتهایی و لبه پخ‌خورده به منظور هدایت صحیح ضربه‌گیر به داخل غلاف انتهایی می‌باشد. ضربه‌گیر (b) از نوع مخروطی با زاویه ۴۵ درجه، ارتفاع مخروط ۱۲ و کف به قطر ۳۰ میلی‌متر و ضربه‌گیر

۲۰۱۵، با تحلیل اصول کاری سیلندر بازوی بیل مکانیکی از طریق مدل شبیه‌سازی چند دامنه‌ای و مقایسه آن با مشخصه‌های فشار و سرعت پیستون در یک بیل مکانیکی مدل ۶T در شرایط کاری واقعی، به این نتیجه رسیدند که شیار تعبیه شده روی ضربه‌گیر استوانه‌ای مورد استفاده، مهم‌ترین نقش را در میزان ضربه‌گیری دارد [۱۵]. لای و همکاران در مقاله مدل‌سازی و تحلیل مشخصه‌های ضربه‌گیری سیلندرهای هیدرولیک با سرعت و نرخ جریان بالا در سال ۲۰۱۶ نسبت به شبیه‌سازی با استفاده از سه مدل متفاوت اقدام نمودند و به این نتیجه رسیدند که مدل یکپارچه<sup>۱</sup> دارای بالاترین دقت و مدل آنالیز دینامیک سیالات محاسباتی بهترین الگوی فرایند ضربه‌گیری را پیشگویی می‌کند. مشاهدات لای و همکاران نشان داد که توزیع فشار در طول فرایند ضربه‌گیری ممکن است تا ۴۸ برابر افزایش یابد. همچنین با بررسی سه نمونه ضربه‌گیر استوانه‌ای، پارابولیک و مخروطی، لای و همکاران ضربه‌گیر مخروطی را با ۴۸/۸۵٪ افت فشار به منظور استفاده در صنایع توصیه نمودند [۱۱]. پراهالاد و راویندز نیز با مدل‌سازی دینامیک فرایند ضربه‌گیری سیلندرهای هیدرولیک نسبت به بررسی دو شکل ضربه‌گیر و دستیابی به کاهش شتاب ثابت در طی فرایند ضربه‌گیری اقدام نمودند. در این مقاله، شکل ضربه‌گیر به عنوان مؤثرترین عامل در فرایند ضربه‌گیری معرفی گردید و با استفاده از مدل‌سازی تحلیلی، شکل مناسبی برای دستیابی تقریبی به شتاب ثابت  $1/4 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$  ارائه گردید [۱۶].

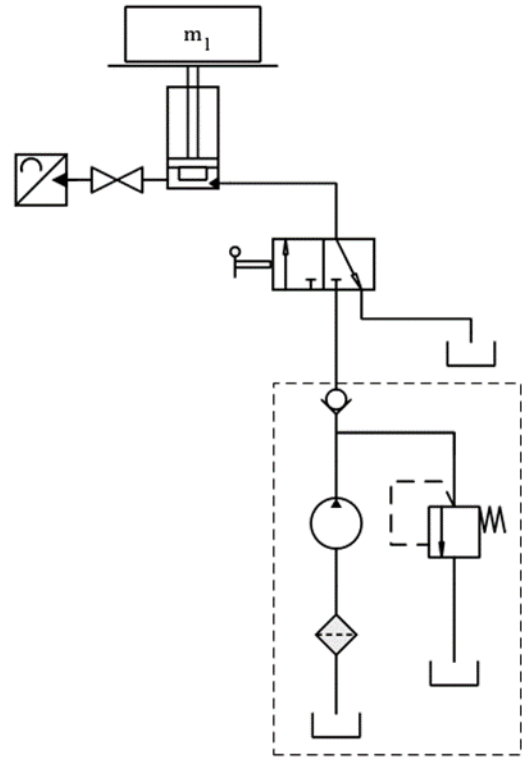
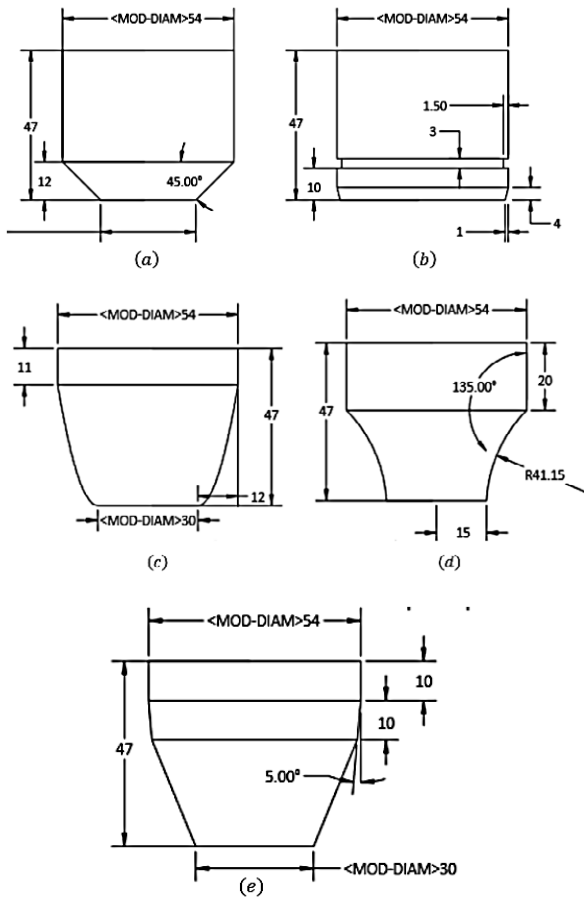
هدف اصلی این پژوهش، طراحی، ساخت و آزمون دو ضربه‌گیر جدید سهمی‌وار و دومخروط و مقایسه عملکرد آن‌ها با ضربه‌گیرهای رایج مخروطی، استوانه‌ای و پارابولیک می‌باشد. در نهایت با بررسی رفتار حرکتی پیستون و اندازه‌گیری پارامترهایی چون موقعیت، سرعت، شتاب، دبی و فشار هیدرولیک در یک سیلندر هیدرولیک یک‌طرفه، نسبت به مقایسه عملکرد پنج مدل ضربه‌گیر اقدام گردیده و مناسب‌ترین ضربه‌گیر از نظر زمان عملکرد، حداکثر افزایش فشار و یکنواختی سرعت بسته شدن جک در انتهای مسیر جهت بکارگیری در صنعت معرفی می‌گردد.

## ۲- روش ساخت و فرمول بندی

در این پژوهش از یک سیلندر هیدرولیکی یک‌طرفه برای انجام آزمون‌های مختلف ضربه‌گیر انتهایی استفاده شد. برای پیمایش

2 Power package

1 Integrated simulation model



شکل ۲: جزئیات مدار هیدرولیکی  
Fig. 2. Details of the hydraulic circuit



شکل ۳: بالا طراحی ضربه‌گیرها: (a) ضربه‌گیر استوانه‌ای، (b) ضربه‌گیر مخروطی، (c) ضربه‌گیر سهمی‌وار، (d) ضربه‌گیر پارابولیک و (e) ضربه‌گیر دومخروط و پایین اجزای تشکیل دهنده دسته پیستون

Fig. 3. The examined cushions (from right-to-left): Cylindrical, Conical, Sagittal, Parabolic and Double conical

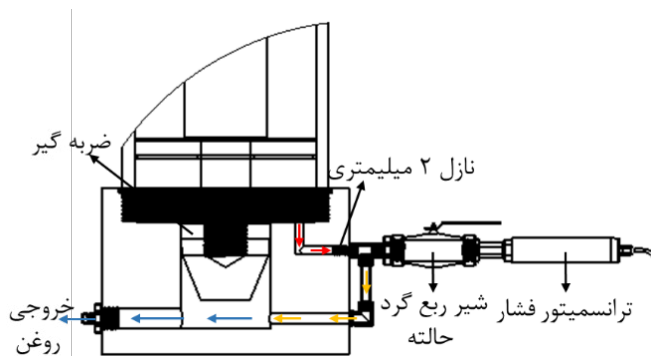
در رابطه (۱)، حداکثر فشار تولید شده به واسطه نیروی وزن، قطر مؤثر پیستون و  $m_t$  وزن کل (۳۹۱/۳۸ کیلوگرم) معادل مجموع وزن دسته پیستون (۶/۰۸ کیلوگرم)، پیستون (۰/۵۶ کیلوگرم)، صفحه بارگذاری (۱۴/۱۱ کیلوگرم)، بار خارجی (۲۰۰ کیلوگرم)، ضریب اطمینان (۲۰ کیلوگرم) و میانگین وزن ضربه‌گیرها (۰/۶۳ کیلوگرم) می‌باشد. لذا برای حداکثر وزن ۳۹۰ کیلوگرم و قطر مؤثر سیلندر معادل ۱۱۰ میلی‌متر، حداکثر فشار معادل ۴ بار محاسبه گردید.

(c) از نوع سهمی‌وار با معادله سهمی  $(0.5x - 7.5)^2$  در محدوده  $x$  از ۱۵ الی ۲۷ و کف به قطر ۳۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد. معادله فوق با در نظر گرفتن قطر کوچک برابر برای همه ضربه‌گیرها و با مد نظر قرار دادن ارتفاع مناسب بدست آمد. لازم به ذکر است که خلاصی بین تمامی ضربه‌گیرها با غلاف انتهایی معادل ۰/۰۵ میلی‌متر می‌باشد. به منظور روان‌سازی حرکت و رساندن میزان اصطکاک بین دیواره داخلی سیلندر با سطح بیرونی پیستون به حداقل ممکن، از ارتالون<sup>۱</sup> با ثابت اصطکاک ایستایی معادل ۰/۶۱ و ثابت اصطکاک جنبشی معادل ۰/۵ برای ساخت پیستون استفاده گردید [۱۸ و ۱۹]

به منظور تخمین فشار تخلیه روغن ناشی از بار خارجی  $m_t$  از رابطه (۱) استفاده گردید. به این معنی که با توجه به یک طرفه بودن سیلندر، باید امکان شارژ روغن با فشار ۱۲۰ بار (حداکثر فشار کاری منبع قدرت هیدرولیکی) و همچنین امکان تخلیه روغن با حداکثر وزن ۳۹۰ کیلوگرم موجود باشد.

$$P_p = \frac{4m_t g}{\pi d} \quad (1)$$

1 Quadrant EPP Ertalon® 6 SA PA 6



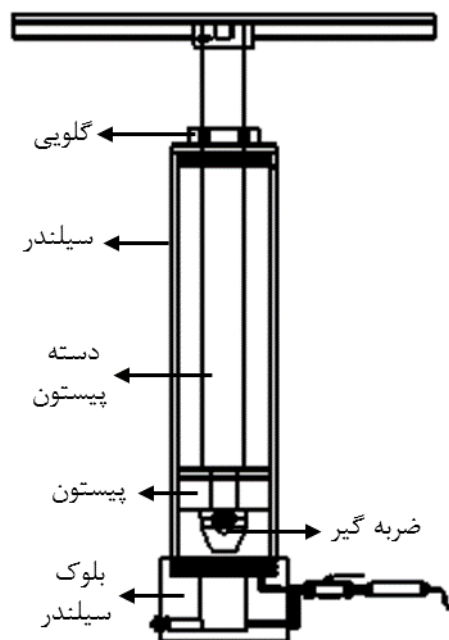
شکل ۵: جزئیات محل نصب روزنه ۲ میلی متری

Fig. 5. Detailed location of the installed 2mm orifice

ربع گرد ۲ حالت کنترل دستی در زمان پمپاژ روغن سیلندر قطع گردید (شکل ۵).

### ۳- تجهیزات اندازه گیری

به منظور بررسی رفتار حرکتی پیستون و تأثیر وزن و نوع ضربه گیر بر نحوه عملکرد حرکتی پیستون، ضربه گیرها با دو وزن ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم به صورت مجزا مورد آزمایش قرار گرفتند. در این آزمایش، روند حرکت پیستون با استفاده از یک دوربین فیلمبرداری کانن<sup>۲</sup> با دقت ۳۰ فریم بر ثانیه که بر روی یک پایه در فاصله ثابت ۲ متری از سیلندر قرار داشت، ضبط گردید. به منظور آنالیز تصاویر، فیلم‌های ضبط شده با استفاده از نرم افزار Video to Picture 5 شرکت نرم افزار واترمارک<sup>۳</sup>، به فریم‌های مجزای عکس حاصل از فیلم برداری تبدیل شدند. سپس تمامی عکس‌ها در نرم افزار پینت<sup>۴</sup> بارگذاری شده و موقعیت پلیت بارگذاری بر اساس سامانه مختصات نرم افزار و با دقت یک دهم میلیمتر با ترانس  $\pm 0.03$  میلیمتر و در بازه‌های زمانی  $\frac{5}{3}$  ثانیه در ابتدا و انتهای حرکت پیستون و  $\frac{1}{3}$  ثانیه در میانه‌های حرکت پیستون استخراج شد. سپس با استفاده از روابط ریاضی کلیه تغییرات موقعیت پیستون ( $y$ ) به تفصیل به دست آمد. حداکثر خطای آزمایش برای تعیین موقعیت پیستون کمتر از  $0.06$  درصد محاسبه گردید [۲۱]. در ادامه، با استفاده از نرم افزار اکسل تغییرات موقعیت پیستون ( $\Delta y$ ) در لحظه محاسبه و سرعت پیستون به دست آمد. به منظور محاسبه میزان تغییرات شتاب حرکت پیستون از رابطه (۲) استفاده شد که در آن  $a$  شتاب حرکت پیستون بر حسب متر بر مجذور



شکل ۴: جزئیات سیلندر هیدرولیک مورد آزمون

Fig. 4. Details of the examined hydraulic cylinder

طول سیلندر به منظور رفع احتمالی خطاهای ناشی از چسبیدگی آبرینگ، سردی روغن و موارد دیگر و با هدف یکنواخت سازی نرخ حرکت پیستون در طول زمان، بلندتر از حد مورد نیاز و معادل ۵۰ سانتی متر در نظر گرفته شد. جزئیات کامل سیلندر هیدرولیک مورد استفاده در شکل ۴ نشان داده شده است.

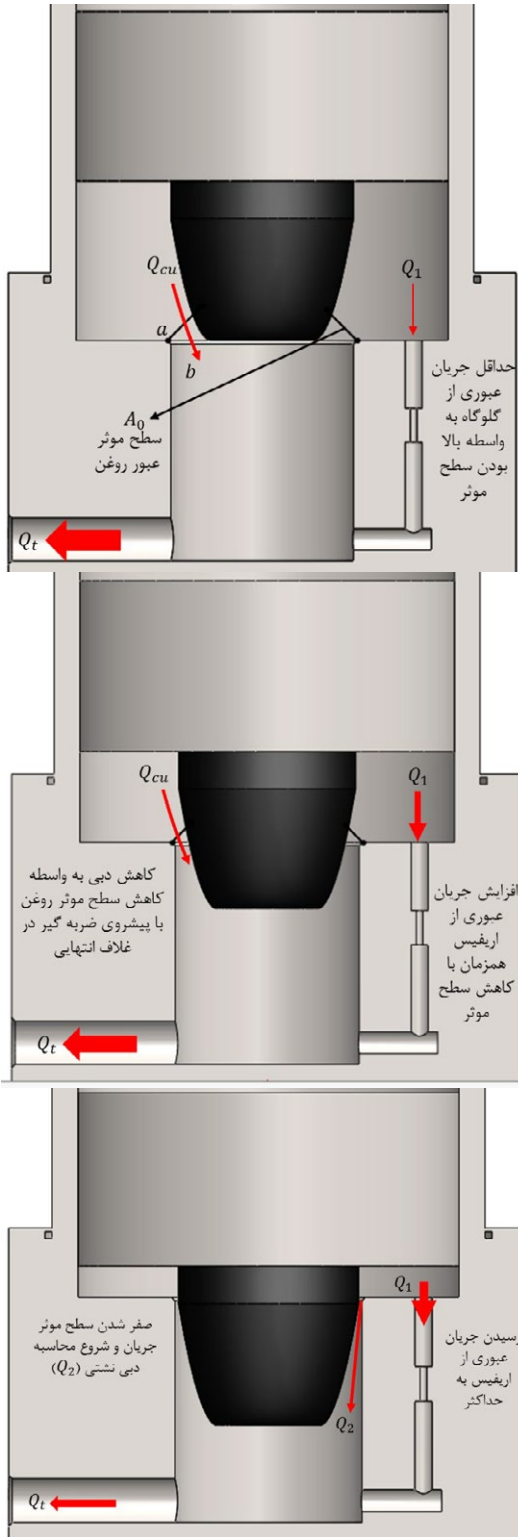
برخلاف عملکرد شوارتز و لای که بر مبنای تغییرات خلاصی (گپ) بین ضربه گیر و غلاف انتهایی نسبت به مقایسه نمونه‌های خود پرداختند، خلاصی مورد نظر جهت تخلیه روغن پس از ورود ضربه گیر به غلاف انتهایی با استفاده از یک روزنه<sup>۱</sup> ۲ میلی متری، ثابت در نظر گرفته شد [۷ و ۱۱] در واقع با ورود ضربه گیر به غلاف انتهایی و مسدود شدن خروجی، روغن پرفشار بین پیستون و بلوک سیلندر از یک روزنه با قطر ۲ میلی متر مطابق شکل ۵ به سمت مخزن هدایت می گردد. دلیل استفاده از نازل ۲ میلی متری نزدیک تر کردن هرچه بیشتر پژوهش به نمونه‌های مصرفی در صنایع می باشد [۲۰]. همچنین موقعیت حسگر فشار به صورت موازی و پس از محل نصب نازل تعبیه شد. به منظور حفاظت از حسگر در برابر فشار بالای تولید شده توسط منبع قدرت هیدرولیکی و همچنین تکانه (ضربه) وارده توسط روغن پرفشار در زمان باز کردن شیر تخلیه روغن به مخزن، ارتباط حسگر با سیلندر توسط یک شیر

2 CANON

3 Watermark software

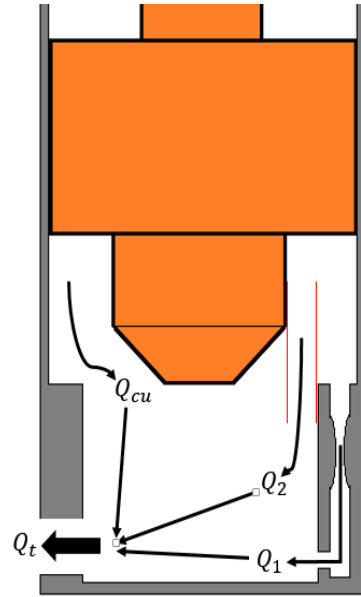
4 Paint

1 Orifice



شکل ۷: تأثیر پیشروی ضربه‌گیر بر نحوه تغییرات میزان دبی کل ( $Q_t$ )  
 Fig. 7. Influence of cution progression on total discharge rate ( $Q_t$ ) changes

لازم به توضیح است که با مماس شدن نقطه  $b$  با لبه ورودی غلاف انتهایی (شکل ۷ الف)، فرآیند ضربه‌گیری با کاهش سطح مؤثر عبور روغن ( $A_0$ ) آغاز می‌گردد. در این مرحله بخش عمده حجم روغن از



شکل ۶: تقسیم بندی دبی کل  $Q_t$  در زمان عملکرد ضربه‌گیر به ۳ قسمت دبی  $Q_{cu}$  (دبی روغن عبوری از لبه ضربه‌گیر)،  $Q_1$  (دبی روغن عبوری از اورفیس ۲ میلی‌متری تعبیه شده در بلوکه سیلندر) و  $Q_2$  (میزان نشتی روغن از خلأی بین دیواره ضربه‌گیر با غلاف انتهایی)

Fig. 6. Dividing the total discharge  $Q_t$  during the cutions operation into 3 parts: discharge  $Q_{cu}$  (discharge passing through the cution edge),  $Q_1$  (discharge passing through the 2 mm orifice embedded in cylinder block) and  $Q_2$  (leakage rate between the cution wall and the end sheath)

ثانیه،  $v$  سرعت پیستون بر حسب متر بر ثانیه و  $s$  موقعیت پیستون بر

حسب متر می‌باشد [۲۰ و ۲۲]

$$a = \frac{v^2}{2s} \quad (2)$$

همچنین مقادیر فشار روغن با استفاده از حسگر فشار<sup>۱</sup> مدل PS-100 شرکت لوترون<sup>۲</sup> با تیرانس  $\pm 0.02\%$  بار اندازه‌گیری و با استفاده از ثبات PS-9302 شرکت مذکور و با خطای کمتر از ۲/۴ درصد ثبت و از طریق رابط سریال RS-232 به رایانه منتقل گردید. علاوه بر این به منظور بررسی میزان تغییرات دبی خروجی بر حسب تغییرات فشار بر اساس پارامترهای هندسی ضربه‌گیر، دبی خروجی از بلوکه سیلندر ( $Q_1$ ) بر اساس شکل ۶ به ۳ قسمت دبی  $Q_{cu}$  (دبی روغن عبوری از لبه ضربه‌گیر)،  $Q_1$  (دبی روغن عبوری از اورفیس ۲ میلی‌متری تعبیه شده در بلوکه سیلندر) و  $Q_2$  (میزان نشتی روغن از خلأی بین دیواره ضربه‌گیر با غلاف انتهایی) تقسیم گردید (رابطه (۴)).

- 1 Pressure transmitter
- 2 Lutron

خلاصی بین ضربه‌گیر و غلاف انتهایی، میزان افت فشار روغن عبوری با استفاده از رابطه (۸) محاسبه گردید که در آن  $f$  ضریب اصطکاک بین حرکت روغن با جداره سیلندر و پیستون و  $l$  طول می‌باشد [۱].

$$Q_2 = (\pi d_{cu} c) v_0 \quad (7)$$

$$\Delta P = \rho g \left( f \frac{l}{c} \cdot \frac{v_0^2}{2g} \right) \quad (8)$$

با احتساب ضریب اصطکاک بین روغن با جداره ( $f = \frac{64}{Re}$ ) در جریان آرام روغن در خلاصی بین پیستون و جداره داخلی سیلندر، رابطه (۹) و به تبع آن پس از ساده سازی رابطه (۱۰) به دست آمد که در آن  $\mu$  ویسکوزیته سیال است.

$$\Delta P = \rho g \left( \frac{64\mu}{\rho v_0 c} \cdot \frac{l}{c} \cdot \frac{v_0^2}{2g} \right) \quad (9)$$

$$v_0 = \frac{\Delta P}{32\mu l} c^2 \quad (10)$$

در نهایت با جایگذاری رابطه (۱۰) در رابطه (۷) دبی نشتی با استفاده از رابطه (۱۱) قابل محاسبه است.

$$Q_2 = \frac{\pi d_{cu} \Delta P c^3}{32\mu l} \quad (11)$$

#### ۴- نتایج و بحث

##### ۴-۱ تأثیر هندسه ضربه‌گیر بر فشار روغن عبوری از روزنه

نتایج حاصل از تغییرات فشار روغن خروجی از روزنه در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرمی به صورت نمودار فشار- زمان در شکل ۸ ارائه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود تا قبل از ورود ضربه‌گیر به داخل غلاف انتهایی، به دلیل زیاد بودن قطر خروجی روغن و عدم وجود مقاومت قابل ملاحظه در مسیر خروج روغن از سیلندر به مخزن، تغییرات فشار به صورت خطی و بدون افزایش یا کاهش قابل توجهی می‌باشد. در این مرحله بخش عمده‌ای از حجم روغن از خروجی تعبیه شده در زیر غلاف انتهایی با قطر  $\frac{3}{4}$  اینچ و مقدار اندکی از آن از مجرای تعبیه شده جهت نصب روزنه با قطر ۲ میلی‌متر تخلیه می‌شود. با رسیدن ضربه‌گیر به ورودی غلاف و کم شدن تدریجی سطح  $A_0$  (شکل ۷)، به تدریج مقدار فشار افزایش

سطح مؤثر و مقدار کمی از سطح روزنه تعبیه شده عبور نموده و به مخزن انتقال می‌یابد. با پیشروی هرچه بیشتر پیستون و به دنبال آن ضربه‌گیر در غلاف انتهایی، سطح مؤثر به آرامی کاهش یافته و در نتیجه به ناچار مقدار بیشتری از روغن محبوس بین پیستون و غلاف انتهایی از طریق روزنه منتقل می‌گردد (شکل ۷ (ب)). در نهایت با به صفر رسیدن سطح مؤثر، مقدار  $Q_{cu}$  به صفر رسیده و در نتیجه تمامی روغن باقی مانده بین پیستون و غلاف انتهایی از طریق روزنه تخلیه می‌شود (شکل ۷ (پ)). برای محاسبه مقدار  $Q_{cu}$  وزن روغن خروجی از سیلندر با استفاده از یک ترازو و زمان کامل پیمایش کورس در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم به صورت لحظه‌ای اندازه‌گیری شد. سپس با تقسیم دبی جرمی اندازه‌گیری شده به جرم حجمی روغن در دمای کاری، مقدار دبی کل ( $Q_t$ ) طبق رابطه (۳) بدست آمد. در واقع دبی کل خروجی محاسبه شده از رابطه (۳) به دلیل صرف‌نظر کردن از افت بار دیواره شیلنگ و اتصالات بین سیلندر هیدرولیکی و مخزن از دبی عملی اندکی بیشتر می‌باشد؛ اما با توجه به کوتاه بودن فاصله خروجی روغن تا مخزن (۳۰ سانتی‌متر) از در نظر گرفتن افت بار مسیر تخلیه روغن صرف‌نظر گردید.

$$Q_t = \frac{\dot{m}}{\rho_{oil}} = \frac{m}{t \cdot \rho_{oil}} \quad (3)$$

$$Q_{cu} = Q_t - (Q_1 + Q_2) \quad (4)$$

مقدار دبی عبوری از اریفس ( $Q_1$ ) بر اساس تغییرات فشار از رابطه (۵) به دست آمد. همچنین به منظور محاسبه ضریب تخلیه روزنه از رابطه (۶) استفاده گردید [۲۳]. در این رابطه  $d_3$  قطر مسیر اصلی تخلیه روغن و  $d_2$  قطر نازل (روزنه) می‌باشد.

$$Q_1 = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2(P_0 - P_t)}{\rho}} \quad (5)$$

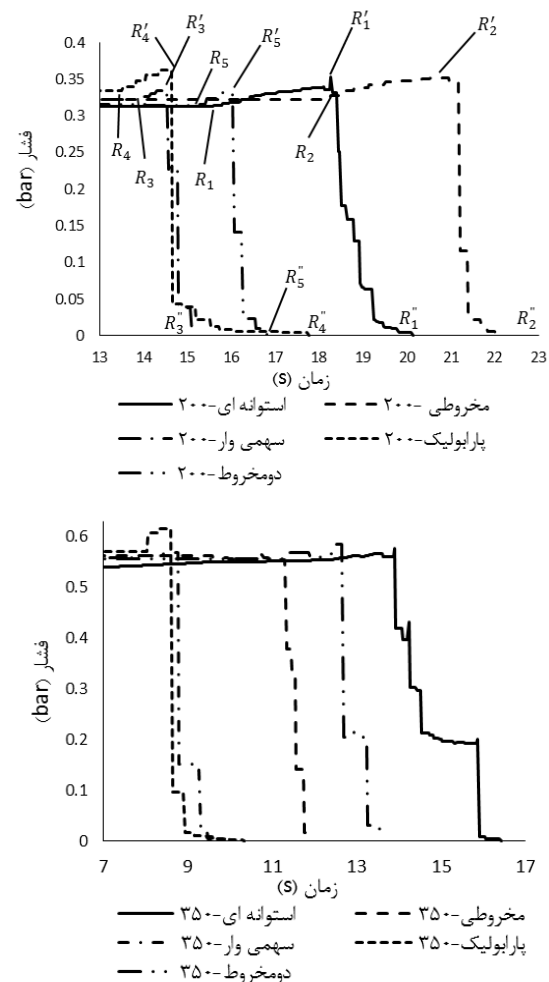
$$C_d = 0.611 + 0.024 \left( \frac{d_2}{d_3} \right) - 0.013 \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^2 + 0.196 \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^3 \quad (6)$$

به منظور محاسبه دبی نشتی از خلاصی بین ضربه‌گیر و غلاف انتهایی ( $Q_2$ ) بر اساس تغییرات سرعت از رابطه (۷) استفاده شد. در این رابطه  $d_{cu}$  قطر ضربه‌گیر،  $C$  مقدار خلاصی بین ضربه‌گیر و غلاف انتهایی و  $v_0$  سرعت سیال می‌باشد. با فرض برقراری جریان آرام در

تعبیه شده در مسیر خارج گردد تا این که در نهایت پیستون به انتهای کورس حرکتی خود رسیده و فشار سامانه به صفر برسد. این نقطه در شکل ۸، برای ضربه گیر استوانه‌ای با  $R_1$ ، برای ضربه گیر مخروطی با  $R_2$ ، برای ضربه گیر سهمی وار با  $R_3$ ، برای ضربه گیر پارابولیک با  $R_4$  و برای ضربه گیر دومخروط با  $R_5$  مشخص گردیده است. در ادامه با

کاهش تدریجی سطح  $A_0$ ، فشار روغن به دلیل الزام عبور روغن از روزنه ۲ میلی‌متری به آرامی افزایش می‌یابد، به طوری که با رسیدن مقدار سطح  $A_0$  به صفر و بسته شدن کامل غلاف انتهایی مقدار فشار به حداکثر ممکن می‌رسد. این نقطه در شکل ۸ برای ضربه گیر استوانه‌ای با  $R_1'$ ، برای ضربه گیر مخروطی با  $R_2'$ ، برای ضربه گیر سهمی وار با  $R_3'$ ، برای ضربه گیر پارابولیک با  $R_4'$  و برای ضربه گیر دومخروط با  $R_5'$  مشخص می‌باشد. پس از این مرحله تمام روغن پرفشار باقی مانده بین پیستون و بلوکه سیلندر باید ناگزیر از روزنه پرفشار باقی مانده بین پیستون و بلوکه سیلندر باید ناگزیر از روزنه

می‌یابد. از این رو این نقطه، نقطه شروع فرآیند ضربه‌گیری بوده و در شکل ۸ برای ضربه گیر استوانه‌ای با  $R_1$ ، برای ضربه گیر مخروطی با  $R_2$ ، برای ضربه گیر سهمی وار با  $R_3$ ، برای ضربه گیر پارابولیک با  $R_4$  و برای ضربه گیر دومخروط با  $R_5$  مشخص گردیده است. در ادامه با کاهش تدریجی سطح  $A_0$ ، فشار روغن به دلیل الزام عبور روغن از روزنه ۲ میلی‌متری به آرامی افزایش می‌یابد، به طوری که با رسیدن مقدار سطح  $A_0$  به صفر و بسته شدن کامل غلاف انتهایی مقدار فشار به حداکثر ممکن می‌رسد. این نقطه در شکل ۸ برای ضربه گیر استوانه‌ای با  $R_1'$ ، برای ضربه گیر مخروطی با  $R_2'$ ، برای ضربه گیر سهمی وار با  $R_3'$ ، برای ضربه گیر پارابولیک با  $R_4'$  و برای ضربه گیر دومخروط با  $R_5'$  مشخص می‌باشد. پس از این مرحله تمام روغن پرفشار باقی مانده بین پیستون و بلوکه سیلندر باید ناگزیر از روزنه

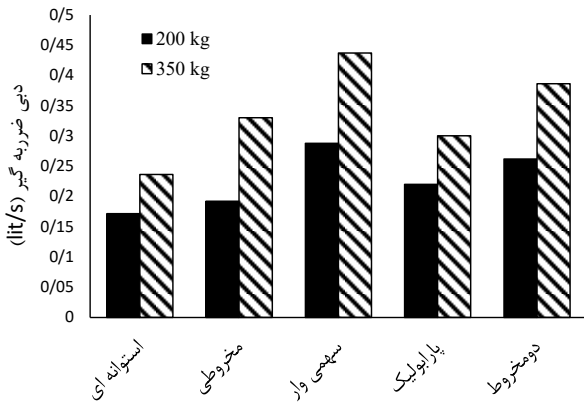


شکل ۸: تغییرات فشار نسبت به زمان در طول فرآیند ضربه‌گیری در آزمایش با وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم  
**Fig. 8. Variation of the oil pressure for different cushions**

#### ۲-۴ تأثیر هندسه ضربه‌گیر بر زمان فرآیند ضربه‌گیری

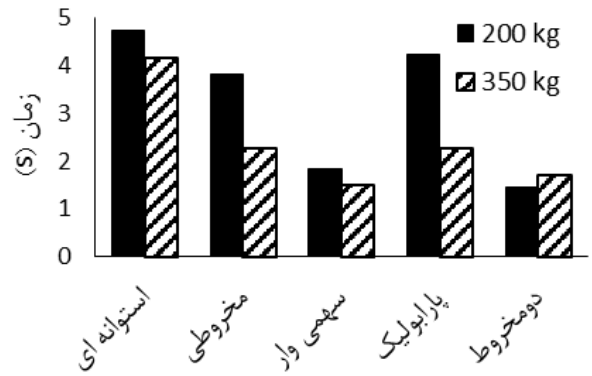
طول زمان عملکرد پنج ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی، سهمی وار، پارابولیک و دومخروط در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرمی در شکل ۹ ارائه شده است. نکته جالب توجه کوتاه‌تر بودن بازه زمانی





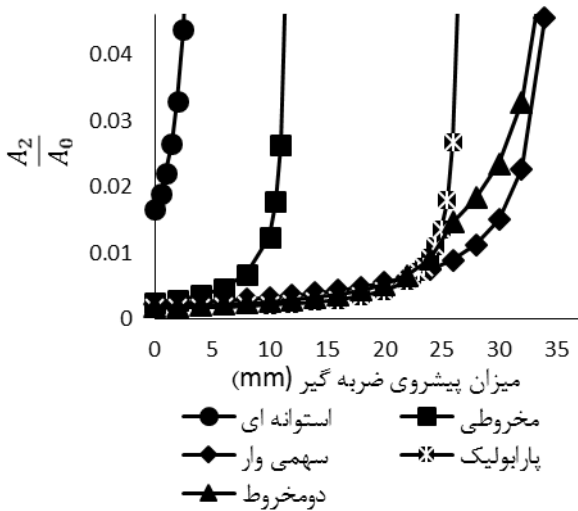
شکل ۱۰: دبی عبوری از سطح مؤثر هر ضربه‌گیر ( $Q_{cu}$ ) در طول فرایند ضربه‌گیری

Fig. 10. The flow rate discharging from the effective area of each cushion ( $Q_{cu}$ ) during the cushioning process



شکل ۹: زمان عملکرد ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی و سهمی وار در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم

Fig. 9. Comparison between operational times of different cushions



شکل ۱۱: نسبت مساحت روزه به تغییرات سطح ( $A_0$ ) در طول فرایند ضربه‌گیری

Fig. 11. Ratio of throttle area to surface changes ( $A_0$ ) during the cushioning process

نسبت به ضربه‌گیر سهمی وار دارد. در بررسی دلیل افزایش معنی‌دار دبی خروجی ضربه‌گیرهای سهمی وار و دومخروط نسبت به سایر ضربه‌گیرها، باید عنوان کرد که با توجه به عدم اختلاف چشمگیر حداکثر فشار در نقاط  $R_1'$ ،  $R_2'$ ،  $R_3'$ ،  $R_4'$  و  $R_5'$  (شکل ۸) در آزمایش با وزنه ۲۰۰ کیلوگرم (همچنین با شرایط مشابه در آزمایش با وزنه ۳۵۰ کیلوگرم)، دلیل اصلی افزایش دبی در ضربه‌گیرهای مذکور افزایش سطح  $A_0$  یعنی سطح مؤثر عبور روغن بین نقاط a تا b می‌باشد. در همین راستا، نسبت مساحت روزه به تغییرات سطح  $A_0$  در طول پیشروی ضربه‌گیرهای مختلف بین نقاط a تا b در شکل ۱۱

عملکرد ضربه‌گیر سهمی وار در آزمایش با هر دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم می‌باشد. به این معنی که در آزمایش با وزنه ۲۰۰ کیلوگرم فرایند ضربه‌گیری ۱/۹ ثانیه و در آزمایش با وزنه ۳۵۰ کیلوگرم ۱/۵ ثانیه به طول انجامید. همچنین فرایند ضربه‌گیری در حالت استفاده از ضربه‌گیر استوانه‌ای در آزمایش با هر دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرمی از سایر نمونه‌ها طولانی‌تر بود (۴/۸ ثانیه برای وزنه ۲۰۰ کیلوگرمی و ۴/۲ ثانیه برای وزنه ۳۵۰ کیلوگرمی). علاوه بر این حداکثر زمان فرایند ضربه‌گیری در آزمایش با ضربه‌گیر دومخروط معادل ۱/۷ ثانیه ثبت گردید که نزدیک‌ترین بازه زمانی به ضربه‌گیر سهمی وار می‌باشد.

#### ۴-۳ تاثیر هندسه ضربه‌گیر بر دبی خروجی ضربه‌گیر

شکل ۱۰ میزان دبی عبوری از سطح مؤثر هر ضربه‌گیر ( $Q_{cu}$ ) را در طول فرایند ضربه‌گیری و بر اساس هندسه برای پنج ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی، سهمی وار، پارابولیک و دومخروط نشان می‌دهد. همان‌طور که پیش‌تر نیز عنوان گردید، میزان دبی خروجی از سیلندر به سه قسمت  $Q_{cu}$  (دبی روغن عبوری از لبه ضربه‌گیر در لحظه ورود ضربه‌گیر به غلاف انتهایی)،  $Q_1$  (نشتی روغن از خلاصی بین دیواره ضربه‌گیر با غلاف انتهایی) و  $Q_2$  (دبی روغن عبوری از روزه ۲ میلی‌متری تعبیه شده در بلوکه سیلندر) تقسیم می‌گردد. با دقت در شکل ۱۰ می‌توان نتیجه گرفت که دبی روغن خروجی از لبه ضربه‌گیر سهمی وار نسبت به سایر ضربه‌گیرها به صورت معنی‌داری بیشتر می‌باشد. دبی خروجی از لبه ضربه‌گیر دومخروط نیز با حداکثر مقدار ۰/۳۸ لیتر بر ثانیه در آزمایش با وزنه ۳۵۰ کیلوگرم، اختلاف کمی

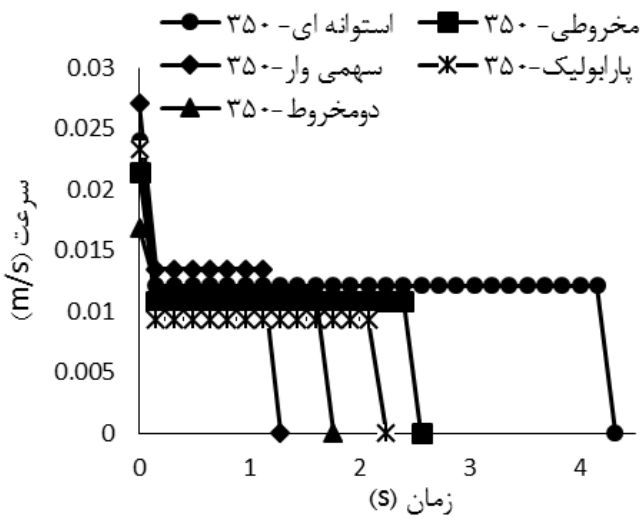
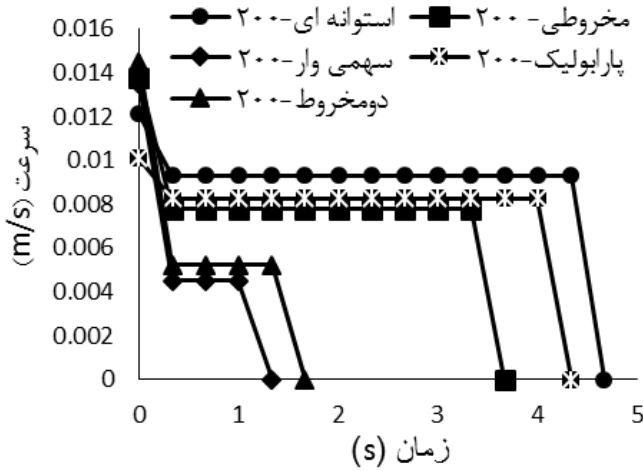
ضربه‌گیر دومخروط در شکل ۱۱ می‌باشد. نکته قابل بحث دیگر در شکل ۱۱ این که، نمودار تغییر نسبت ضربه‌گیر پارابولیک در بازه صفر تا ۲۰ میلی‌متر از ضربه‌گیرهای سهمی‌وار و دومخروط پایین‌تر بوده و سپس افزایش می‌یابد. این امر بدین معناست که سطح مؤثر ( $A_0$ ) در ضربه‌گیر پارابولیک زمانی که ضربه‌گیر کمتر از ۲۰ میلی‌متر پیشروی داشته از ضربه‌گیرهای سهمی‌وار و دومخروط بیشتر است. اما با افزایش پیشروی و با توجه به کوتاه‌تر بودن حداکثر فاصله دو نقطه a و b (۲۷ میلی‌متر) در طراحی ضربه‌گیر پارابولیک نسبت به ضربه‌گیرهای سهمی‌وار و دومخروط (به ترتیب ۳۶ و ۳۷)، مقدار سطح مؤثر و در نتیجه میزان دبی عبوری از لبه ضربه‌گیر نیز کاهش می‌یابد.

بعد از رسیدن مقدار  $A_0$  به صفر، روغن پرفشار محبوس بین پیستون و بلوکه سیلندر باید از مسیر مجزای تعبیه شده در بلوکه سیلندر به مخزن تخلیه می‌گردد. از این رو، با هدف کمک به تخلیه جریان در شرایط مذکور با یک نرخ کنترل شده، از یک روزنه ۲ میلی‌متری (شکل ۵) استفاده گردید. شکل ۱۲ میزان دبی نشتی و دبی عبوری از روزنه را در آزمایش با ضربه‌گیرهای مختلف نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که میزان دبی نشتی در طول فرایند ضربه‌گیری با توجه به خلاصی کم (۰/۰۵ میلی‌متر) بین ضربه‌گیر و غلاف انتهایی طبق شکل ۱۲ (پایین) ناچیز بوده و تأثیر چشم‌گیری در زمان عملکرد ضربه‌گیر ندارد. علاوه بر این با افزایش فشار، میزان دبی عبوری از روزنه در واحد زمان نیز افزایش می‌یابد که با توجه به کمتر بودن حداکثر فشار در عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار در هر دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرمی نسبت به سایر ضربه‌گیرها می‌توان نتیجه گرفت که حجم روغن کمتری در واحد زمان از روزنه عبور می‌کند. این نکته دلیل دیگری برای سرعت بالای فرایند ضربه‌گیری در حالت استفاده از ضربه‌گیر سهمی‌وار می‌باشد.

#### ۴-۴ تأثیر هندسه ضربه‌گیر بر سرعت و شتاب حرکت پیستون

میانگین تغییرات سرعت پیشروی پیستون در زمان عملکرد ضربه‌گیرها در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم در شکل ۱۳ ارائه شده است. با توجه به شکل می‌توان نتیجه گرفت که با نزدیک شدن ضربه‌گیر به غلاف انتهایی اولین مرحله افت سرعت، با بسته شدن کامل غلاف انتهایی (مماس شدن نقطه a با ورودی غلاف

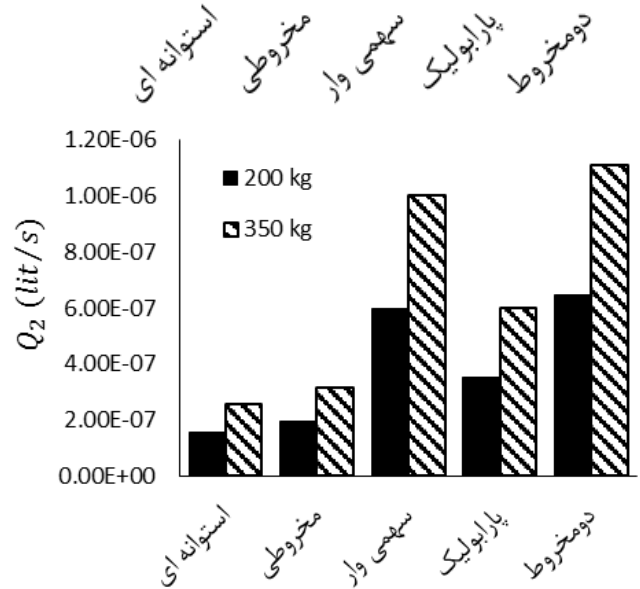
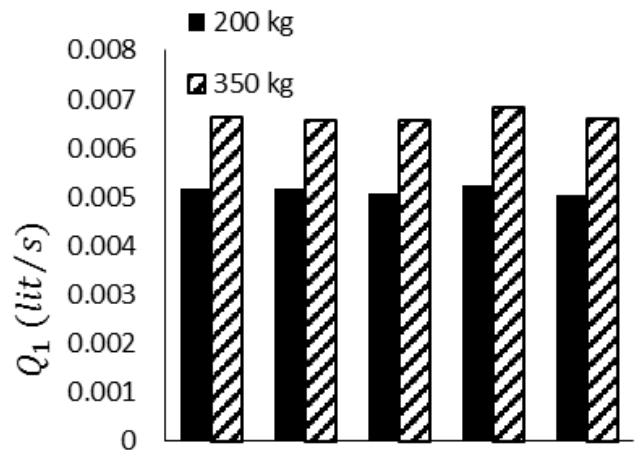
نمایش داده شده است. در توضیح شکل ۱۱ باید عنوان کرد که با توجه به ثابت بودن مساحت روزنه ( $A_2$ ) و قرار داشتن مساحت  $A_0$  در مخرج کسر محور عمودی شکل ۱۱، با پیشروی هر چه بیشتر ضربه‌گیر و به دنبال آن کاهش مقدار  $A_0$ ، مقدار کلی کسر افزایش یافته و در نتیجه تمامی نمودارها صعودی بوده و به سمت بینهایت میل می‌کنند. نکته جالب توجه این که نسبت تغییرات سطح در هر پنج ضربه‌گیر غیرخطی بوده و تفاوت در نسبت مذکور در زمان عملکرد ضربه‌گیرها به دلیل تفاوت در هندسه ضربه‌گیرها و همچنین میزان پیشروی ضربه‌گیر (فاصله دو نقطه a تا b) می‌باشد. به این معنی که حداکثر میزان پیشروی ضربه‌گیر استوانه‌ای در زمان مماس شدن نقطه b با ورودی غلاف انتهایی، معادل ۴ میلی‌متر و حداکثر میزان پیشروی در شرایط مشابه در ضربه‌گیر مخروطی معادل ۱۲ میلی‌متر می‌باشد. در صورتی که این مقدار در ضربه‌گیرهای سهمی‌وار، پارابولیک و دومخروط به ترتیب معادل ۳۶، ۲۷ و ۳۷ میلی‌متر است. لذا در شرایط مشابه، انتظار می‌رود که مقدار دبی ضربه‌گیر دومخروط از نمونه‌های دیگر بیشتر باشد؛ اما در عمل ضربه‌گیر سهمی‌وار دارای بیشترین میزان دبی تخلیه می‌باشد. دلیل این امر طبق شکل ۱۱، بیشتر بودن سطح مؤثر ( $A_0$ ) ضربه‌گیر سهمی‌وار نسبت به ضربه‌گیر دومخروط و سایر ضربه‌گیرها می‌باشد. همچنین با توجه به شکل ۱۱، می‌توان دلیل اختلاف زمان فرایند ضربه‌گیری (شکل ۹) در عملکرد دو ضربه‌گیر سهمی‌وار و دومخروط را که هندسه نسبتاً مشابهی دارند، مشاهده نمود. به این معنی که تفاوت در عملکرد ضربه‌گیرهای سهمی‌وار و دومخروط صرفاً به دلیل اختلاف جزئی موجود بین سطح مؤثر ( $A_0$ ) این دو ضربه‌گیر می‌باشد. نکته جالب توجه دیگر عدم یکنواختی در روند صعودی نمودار تغییر نسبت ( $\frac{A_2}{A_0}$ ) ضربه‌گیر دومخروط است که با توجه به طراحی خاص این ضربه‌گیر (شکل ۳) قابل توجیه می‌باشد. در واقع در آزمایش با ضربه‌گیر دومخروط، دبی عبوری از لبه ضربه‌گیر ( $Q_{cu}$ ) به دو قسمت تقسیم می‌شود. قسمت اول که در آن دیواره مخروط دارای زاویه ۶۷/۵ درجه بوده و لذا امکان تخلیه حجم بالایی از روغن را فراهم می‌آورد و قسمت دوم که زاویه مخروط به ۵ درجه کاهش یافته و در نتیجه حجم روغن اندکی را (قبل از صفر شدن دبی عبوری از لبه ضربه‌گیر) از خود عبور می‌دهد. تأثیر اختلاف سطح مؤثر ( $A_0$ ) ناشی از تغییر در زاویه دیواره مخروط‌های ضربه‌گیر دومخروط دلیل اصلی تمایز در روند صعودی نمودار تغییر نسبت ( $\frac{A_2}{A_0}$ )



شکل ۱۳: میانگین تغییرات سرعت پیستون در زمان عملکرد ضربه گیرها در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم

Fig. 13. Average piston speed variations during cautioners performance in experiments with 200 and 350 kg weights

کیلوگرم در شکل ۱۴ نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۱۴ ملاحظه می‌شود، اولین مرحله کاهش شتاب، در لحظه رسیدن ضربه گیر به ورودی غلاف انتهایی اتفاق می‌افتد. نکته جالب توجه این که شیب نمودارهای کاهش شتاب در این مرحله برای هر پنج ضربه گیر در هر دو وزنه نسبتاً زیاد می‌باشد. با توجه به این که تا قبل از رسیدن ضربه گیر به ورودی غلاف انتهایی، پیستون به دلیل عدم وجود مقاومت در مسیر تخلیه روغن با حداکثر سرعت ممکن در حرکت بوده، با رسیدن ضربه گیر به ورودی غلاف انتهایی و کاهش سطح ناگهانی خروجی روغن، سرعت پیستون به طور ناگهانی کاهش می‌یابد. از این رو تغییرات شتاب در ابتدای فرآیند ضربه گیری با شیب زیاد اتفاق می‌افتد. با بسته شدن کامل غلاف انتهایی، روغن پرفشار



شکل ۱۲: حداکثر دبی عبوری از روزنه (بالا) و حداکثر دبی نشتی (پایین) در آزمایش با وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم

Fig. 12. Maximum discharge through the orifice (top) and maximum leakage (bottom) in the experiment with weights of 200 and 350 kg

انتهایی) دومین مرحله افت سرعت و با تخلیه کامل روغن محبوس بین پیستون و بلوک انتهایی و توقف کامل ضربه گیر و رسیدن پیستون به انتهای کورس سیلندر سومین مرحله افت سرعت اتفاق می‌افتد. نکته قابل توجه این که در هر دو آزمایش، ضربه گیرهای سهمی وار و دومخروط عملکرد نزدیکی داشتند که نتایج حاصل از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ را تأیید می‌نماید. همچنین با افزایش وزن در هر پنج ضربه گیر، زمان فرایند ضربه گیری نیز افزایش یافته که با نتایج حاصل از شکل ۹ مطابقت دارد.

نتایج حاصل از بررسی میزان کاهش شتاب حرکت ضربه گیرها نسبت به میزان پیشروی پیستون در آزمایش با دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰

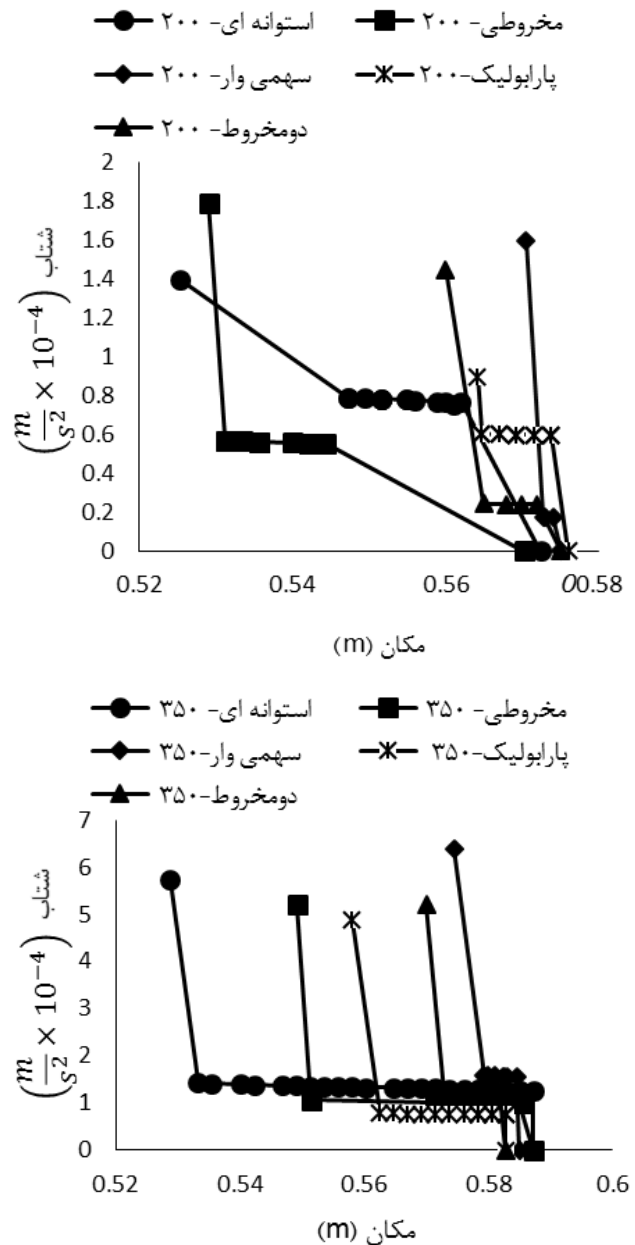
شیب آن نیز نسبت به سایر نمونه‌ها بیشتر است. به این معنی که عمل کاهش شتاب در فرآیند ضربه‌گیری در این ضربه‌گیر در آزمایش با هر دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم در کوتاه‌ترین فاصله ممکن از انتهای کورس حرکتی پیستون اتفاق می‌افتد. نکته قابل توجه دیگر نزدیکی عملکرد ضربه‌گیر دومخروط به ضربه‌گیر سهمی‌وار می‌باشد که با توجه به شباهت در هندسه قابل توجه می‌باشد.

#### ۵- نتیجه‌گیری

در این کار پژوهشی عملکرد پنج ضربه‌گیر استوانه‌ای، مخروطی، سهمی‌وار، پارابولیک و دومخروط نصب شده در داخل یک سیلندر هیدرولیک یک‌طرفه مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده در این تحقیق نشان داد که هندسه ضربه‌گیر اصلی‌ترین عامل مؤثر در نحوه عملکرد ضربه‌گیرها می‌باشد. علاوه بر این مشخص گردید که ضربه‌گیر استوانه‌ای در تمامی آزمایش‌ها بالاترین میزان افزایش فشار و بیشترین زمان ضربه‌گیری را داشت؛ درحالی که ضربه‌گیر سهمی‌وار با کاهش بازه زمانی فرایند ضربه‌گیری به کمتر از ۱/۵ ثانیه، کوتاه‌ترین بازه زمانی عملکرد و کمترین میزان افزایش فشار در مدار را نشان داد. همچنین با توجه به بالاتر بودن نرخ تخلیه جریان در زمان عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار نسبت به سایر ضربه‌گیرها، این ضربه‌گیر بهترین عملکرد را از نظر زمان ضربه‌گیری، حداکثر فشار ایجاد شده در سامانه و یکنواختی سرعت ضربه‌گیری نسبت به سایر نمونه‌ها داشت. بر همین مبنا می‌توان نتیجه گرفت که میزان ایجاد شوک‌های فشار در مدار در حالت استفاده از ضربه‌گیر سهمی‌وار در پایین‌ترین مقدار ممکن بوده و از این رو و بر خلاف پیشنهاد لای و همکاران که ضربه‌گیر مخروطی را پیشنهاد نموده‌اند، ضربه‌گیر سهمی‌وار به منظور استفاده در صنایع توصیه می‌گردد. پس از ضربه‌گیر سهمی‌وار، ضربه‌گیر دومخروط از نظر زمان عملکرد و حداکثر فشار ایجاد شده عملکرد مناسب‌تری نسبت به ضربه‌گیر سایر نمونه‌ها داشت.

در نهایت مزیت‌های ضربه‌گیر سهمی‌وار طراحی شده در کار تحقیقاتی حاضر نسبت به دو ضربه‌گیر رایج در صنعت (ضربه‌گیر مخروطی و ضربه‌گیر استوانه‌ای) به صورت زیر و به طور خلاصه ارائه می‌گردد.

۱) داشتن پایین‌ترین بازه زمانی عملکرد در طول فرایند ضربه‌گیری. به این معنی که فرایند کاهش سرعت در کوتاه‌ترین زمان ممکن اتفاق



شکل ۱۴: تغییرات شتاب بر مبنای موقعیت پیستون در زمان عملکرد ضربه‌گیرها در دو وزنه ۲۰۰ و ۳۵۰ کیلوگرم

Fig. 14. Acceleration variations based on piston position at cautioners performance at 200 and 350 kg weights

محبوس بین پیستون و بلوکه سیلندر از روزه تخلیه می‌گردد. با توجه به محدودیت سطح روزه، تغییرات شتاب در این مرحله با شیب کم اتفاق می‌افتد و در نهایت با کاهش حجم روغن و رسیدن سرعت حرکت پیستون به صفر مقدار عددی شتاب نیز صفر می‌گردد. نکته جالب توجه اینکه در عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار، علاوه بر این که میزان کاهش شتاب در کمترین میزان پیشروی ضربه‌گیر اتفاق افتاده،

Hannifin Corporation Assignee, Cushioning means for hydraulic cylinders, US patent 4,064,788, Dec. 27.

[10] Wei Z. Y., Zhao H. F., Liu W., 2010 Cushion process of the hydraulic cylinder of hydraulic operating mechanism for high voltage circuit breaker, Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, vol. 44, pp. 216–221;

[11] Lai Q., Liang L., Li J., Wu S., Liu J., 2016. Modeling and Analysis on Cushion Characteristics of Fast and High-Flow-Rate Hydraulic Cylinder, Mathematical Problems in Engineering, Article ID 2639480, 17 pages;

[12] Meirmanova A., Nekrasova I., 2013. Mathematical Models of a Hydraulic Shock, Journal of Mathematical Analysis and Applications, vol. 408, pp. 76-90;

[13] Teng C. K., Hsiao C. Y., Wang C. S., 2008. Effects of an absorber on impact characteristics in machine cushion design with area ratio modified guiding structure, Simulation modeling practice and theory, vol. 16, pp. 1200-1214;

[14] Hauk N., 2011. The Power Balance during Cushioning For Hydraulic Cylinders, FASCICLE XIV MECHANICAL ENGINEERING, ISSN 1224-5615;

[15] Chen X., Chen F., Zhou J., Li L., Zhang Y., 2015. Cushioning structure optimization of excavator arm cylinder, Automation in Construction, vol. 53, pp. 120-130;

[16] Prahallad Ch., Raveender A., 2017. Modeling and Optimization of Cushioning System in Hydraulic Cylinder to achieve Performance Characteristics, Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR), vol. 3, pp. 2122-2128;

[17] Kline k., 2016. Hydraulic system modeling and optimization to achieve performance characteristics, PhD Thesis, University of Iowa State, Iowa State;

[18] Quadrant Plastic Engineering Products, EPP Ertalon 6SAPA6 product data sheet, 2011;

[19] Quadrant Plastic Engineering Products, EPP Ertalon 6SAPA6 product and application guide, 2007;

می‌افتد که از نظر بازده زمانی در صنایع نیز حائز اهمیت است؛  
 (۳) سطح مؤثر منحنی‌وار تخلیه روغن که موجب حرکت نرم‌تر ضربه‌گیر می‌شود؛  
 (۳) نحوه تغییرات میزان کاهش سرعت و شتاب که از ایجاد ضربه و شوک در سامانه طراحی شده جلوگیری می‌کند؛  
 (۴) میزان حداکثر افزایش فشار در زمان عملکرد ضربه‌گیر سهمی‌وار که ۰.۸۱٪ کمتر از ضربه‌گیر استوانه‌ای می‌باشد.

## مراجع

- [1] D. Kalantari (2012), *Identification & Design of Hydraulic Systems*, pp.45-525, Tehran:Naghs, (in Persian);
- [2] Ylinen A., Marjamäki H., Mäkinen J., 2014. A hydraulic cylinder model for multibody simulations, Computers and Structures, vol. 138, pp. 62–72;
- [3] Li J., Kawashima K., Fujita T., Kagawa T., 2013. Control design of a pneumatic cylinder with distributed model of pipelines, Precision Engineering, vol. 37, pp. 880–887;
- [4] Dix J. P. Inventor, 2006. CNH America LLC, New Holland, PA Assignee. Hydraulic cylinder cushioning. US patent 7,104,054 B1. Sep. 12;
- [5] Spring K. D. Inventor; 1983. Allis-Chalmers Corporation Assignee, Cushion stop for hydraulic cylinder, US Patent 4,397,218, Aug. 9;
- [6] Langland Z. H. Inventor. 1975. Allis-Chalmers Corporation Assignee, Cushioned hydraulic actuators, US patent 3,877,344, Apr. 15;
- [7] Schwartz C., De Negri V. J., Climaco J. V., 2005. Modeling and Analysis of an Auto-Adjustable Stroke End Cushioning Device for Hydraulic Cylinders, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng., vol. 27, No. 4, pp. 415-425;
- [8] Cook W. C., Sampson B. M. Inventors. 1962. The Manufacturing Corporation, Solon, Ohio Assignee, Hydraulic cylinder cushion, US patent 3,025,836, Mar. 20;
- [9] Rich L. B., Lansky J. Z. Inventors. 1977. Parker-

- [22] G. Rabie, (2009). Fluid Power Engineering, Cairo: Mc Graw Hill, 443 pages;
- [23] J. P. Tullis, (1989). Hydraulic of pipelines, pp. 45-48, New Jersey: Wiley-Interscience;
- [24] Liu W., Xu B., Yang H., Zhao H., Wu J., 2011. Hydraulic operating mechanisms for high voltage circuit breakers: progress evolution and future trends, Science China Technological Sciences 54 116–125;
- [20] Parker Hannifin Corporation Industrial Cylinder Division, Heavy Duty Hydraulic Cylinder Product sheet; 2012;
- [21] Ibrahim O., ElGendy H., ElShafee A. M., 2011. Speed Detection Camera System using Image Processing Techniques on Video Streams, International Journal of Computer and Electrical Engineering, vol.3, pp. 771-778;