

تعیین مدل تحلیلی اصلاح شده عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های ضربه قوچی

رضا فتاحی آکوهی^۱ و بابک لشکرآرا^{۲*}

^۱ کارشناسی ارشد گروه مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول

^۲ استادیار گروه مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول

(دریافت: ۹۵/۲/۲۵، پذیرش: ۹۵/۹/۷، نشر آنلاین: ۹۵/۹/۸)

چکیده

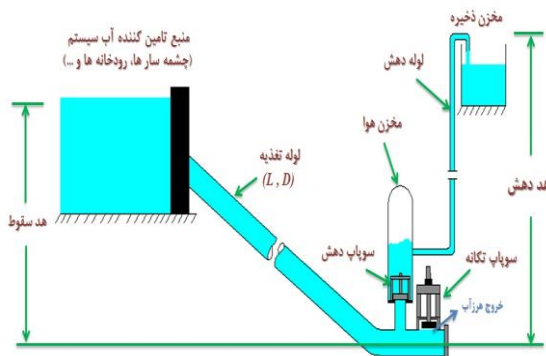
در این پژوهش مدل تحلیلی حاکم بر عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های ضربه قوچی در مرحله پمپاژ اصلاح شده است. بدین منظور با بررسی تغییرات سرعت جریان در لوله تغذیه در مقابل زمان، مراحل کارکرد پمپ به سه بخش شتاب‌گیری، پمپاژ و رخداد جریان برگشتی تقسیم گردید. سپس با غیرخطی در نظر گرفتن افت سرعت در بخش پمپاژ، اصلاحات مورد نظر در مدل تحلیلی اعمال شد. علاوه بر آن اثر تغییر حجم بدنه پمپ و الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه نیز در مدل تحلیلی پیشنهادی در نظر گرفته شده است. به منظور ارزیابی نتایج حاصل از مدل تحلیلی، یک مدل فیزیکی از پمپ ضربه قوچی با قطر ۵۱ میلی‌متر ساخته شد. مقایسه نتایج حاکی از آن است که غیرخطی در نظر گرفتن افت سرعت در مرحله پمپاژ منجر به افزایش دقت مدل تحلیلی تا میزان سه درصد در مقایسه با تئوری بسته شدن خطی و ۱۴ درصد در مقایسه با آبی بسته شدن سوپاپ تکانه جهت پیش‌بینی راندمان پمپ ضربه قوچی شده است.

کلیدواژه‌ها: مدل تحلیلی، پمپاژ، پمپ ضربه قوچی، راندمان.

۱- مقدمه

پمپ ضربه قوچی دستگاهی است که بدون استفاده از هرگونه انرژی خارجی نظیر انرژی الکتریکی یا سوخت فسیلی در سیستم‌های انتقال آب روستایی-عشایری، به‌طور گسترده قابل بهره‌برداری می‌باشد. سهولت در اجرای سیستم پمپاژ و صرف هزینه‌های اندک به منظور تحقق اهداف آبرسانی به مناطق کوهستانی دارای منابع آب کافی نظیر رودخانه‌ها و چشمه‌سارهای دارای هد اولیه از مزایای این دسته از سیستم‌های پمپاژ به‌شمار می‌رود. شکل (۱) اجزای تشکیل دهنده سیستم پمپ ضربه قوچی را نشان می‌دهد.

پمپ ضربه قوچی نخستین بار توسط Whitehurst (۱۷۹۷) ابداع گردید. تا اوایل قرن بیستم تلاش‌های نظری ناموفقی جهت تشریح عملکرد این دسته از پمپ‌ها صورت پذیرفت، تا این که O'Brien و Gosline (۱۹۳۳) نخستین تحلیل منطقی از عملکرد هیدرولیکی این دسته از پمپ‌ها ارائه نمودند. تحلیل ایشان با تقسیم سیکل کاری این دسته از پمپ‌ها به چهار مرحله شتاب‌گیری جریان، بسته شدن سوپاپ تکانه، مرحله پمپاژ و مرحله جریان برگشتی منجر به ارائه معادلات حاکم بر هر مرحله گردید.



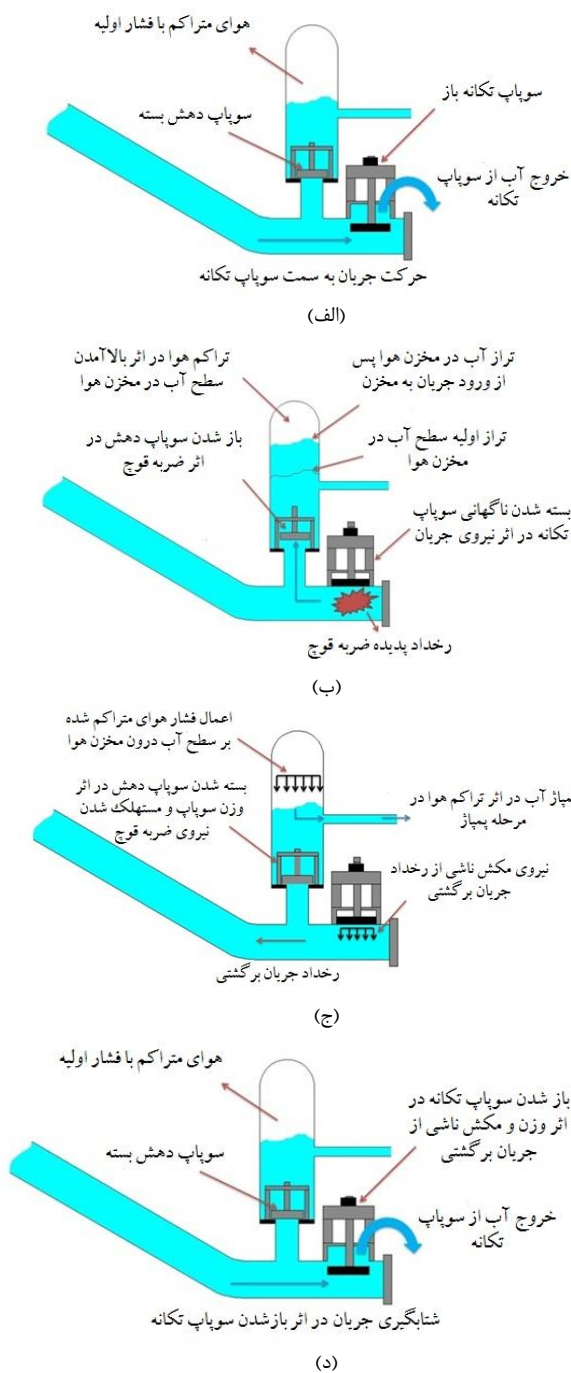
شکل ۱- اجزای تشکیل دهنده سیستم پمپ ضربه قوچی

ایشان نشان دادند که مرحله پمپاژ زمانی رخ می‌دهد که سوپاپ تکانه بسته است و پس از ضربه قوچ امواج فشاری در لوله تغذیه انتشار می‌یابد.

Lansford و Dugan (۱۹۴۱) با تقسیم سیکل کاری پمپ به شش مرحله و استفاده از تئوری بسته شدن خطی سوپاپ تکانه، افت سرعت در مرحله پمپاژ را به‌صورت خطی در نظر گرفتند و تحلیل O'Brien و Gosline (۱۹۳۳) را اصلاح نمودند.

Krol (۱۹۵۱) تحلیل پیچیده‌ای از عملکرد پمپ‌های ضربه

* نویسنده مسئول؛ شماره تماس: ۰۶۱-۴۲۴۲۸۰۰۰



شکل ۲- تقسیم‌بندی شماتیکی مراحل مختلف سیکل کاری پمپ ضربه قوچی: (الف) شماتیک مرحله شتاب‌گیری جریان، (ب) شماتیک مرحله بسته شدن سوپاپ تکانه و رخداد ضربه قوچ، (ج) شماتیک مرحله پمپاژ و بسته شدن سوپاپ دهش، (د) شماتیک مرحله باز شدن مجدد سوپاپ تکانه و تکرار سیکل کاری

با استفاده از مدل‌های تحلیلی پیشین، کارایی مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق در پیش‌بینی راندمان پمپ ضربه قوچی

قوچی قدری دشوار است. Iversen (۱۹۷۵) تحلیل تئوریک از عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی را بر اساس معادلات رانکین ارائه نمود. در تحلیل وی، از مقادیر متوسط وابسته به زمان در حالت یک بعدی غیرماندگار استفاده شده است و از کلیه مقادیر افت موجود در سیستم پمپ ضربه قوچی صرف نظر شده است. Müller و Basfeld (۱۹۸۴) با تقسیم سیکل کاری به چهاربخش تحلیل تئوریک از عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی بر اساس معادلات حرکت نیوتن و با در نظر گرفتن افت‌های موجود در سیستم پمپ و شرایط مرزی مشخص، ارائه نمودند و با انجام آزمایش‌هایی بر روی پمپی از جنس پلاگسی گلاس، نسبت به تعیین فاکتورهای آزمایشگاهی مورد استفاده در تحلیل خود اقدام نمودند.

Tacke (۱۹۸۸) با تقسیم سیکل کاری پمپ ضربه قوچی به سه مرحله شتابگیری جریان، پمپاژ و رخداد جریان برگشتی، معادلات حاکم بر هر مرحله از سیکل پمپ ضربه قوچی را ارائه نمود. در تحلیل Tacke (۱۹۸۸) از تغییر حجم لوله تغذیه و الاستیسیته سوپاپ تکانه در مرحله رخداد ضربه قوچ صرف نظر شده است. همچنین Tacke (۱۹۸۸) با استفاده از تئوری بسته شدن آبی سوپاپ تکانه، افت سرعت در مرحله پمپاژ را به صورت آبی در نظر گرفت.

Young (۱۹۹۶) تحلیل ساده کننده‌ای با صفر در نظر گرفتن جریان برگشتی در شرایط بهینه و دو مرحله‌ای بودن سیکل کاری (شتاب‌گیری و پمپاژ) به منظور طراحی پمپ‌های ضربه قوچی ارائه نمود و با ایجاد روابط ساده کننده، طراحی پمپ‌های ضربه قوچی را ساده‌سازی نمود. Young (۱۹۹۷) با استفاده از نتایج آزمایشگاهی و تعیین پارامترهای بدون بعد با استفاده از تحلیل دو مرحله‌ای، محدوده طراحی این دسته از پمپ‌ها را ارائه نمود.

Sheikh و همکاران (۲۰۱۳) با استفاده از اصول حاکم بر مکانیک سیالات و بهره‌گیری از ساده‌سازی‌های منطقی، تحلیل ساده‌ای در راستای پیش‌بینی عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی را ارائه نمودند.

به طور کلی سیستم پمپاژ پمپ ضربه قوچی قادر است با انجام سیکل‌های متناوب، بخشی از دبی ورودی به پمپ را تا ارتفاع قابل توجهی پمپاژ نماید. شکل (۲) شماتیک اجرای سیکل کاری پمپ ضربه قوچی را نشان می‌دهد. در این پژوهش با در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ، الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه در مرحله رخداد ضربه قوچ و همچنین با غیرخطی لحاظ نمودن افت سرعت در مرحله پمپاژ، معادلات حاکم بر سیکل کاری پمپ ضربه قوچی اصلاح گردید. سپس با استفاده از مدل فیزیکی و نتایج آزمایشگاهی حاصل از آن، نسبت به ارزیابی مدل تحلیلی اقدام شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۳- شماتیک سیستم آزمایشگاهی مورد استفاده در تحقیق: (الف) دستگاه پمپ ضربه قوچی، (ب) برد تنظیم کننده هد ورودی (سقوط)

که در آن، u سرعت جریان، C سرعت موج فشاری حاصل از ضربه قوچ، x فاصله هر نقطه از لوله تغذیه نسبت به منبع تغذیه، h فشار جریان در لوله تغذیه، t زمان، g شتاب ناشی از ثقل، f ضریب اصطکاک داریسی- ویسباخ^۱، D قطر لوله تغذیه و $\sin \beta$ پارامتر نشان دهنده شیب لوله تغذیه می‌باشد. سرعت موج فشاری با استفاده از معادله (۳) تعیین می‌گردد.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho D}{Ee}}} \quad (3)$$

که در آن، ρ جرم واحد حجم سیال، K مدول بالک سیال،

اعتبار سنجی گردید و با استفاده از روش‌های آماری، نتایج مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت.

۲- روش تحقیق

در این تحقیق ابتدا، سیکل کاری پمپ ضربه قوچی به سه مرحله شتاب‌گیری جریان، پمپاژ و رخداد جریان برگشتی تقسیم‌بندی گردید. سپس با استفاده از روش خطوط مشخصه‌ها، معادلات حاکم بر هر مرحله از سیکل استخراج گردید و با استفاده از نتایج آزمایشگاهی، مدل تحلیلی ارزیابی گردید. بدین منظور با ساخت مدل فیزیکی در آزمایشگاه هیدرولیک و مهندسی رودخانه دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور، شامل برد کنترل کننده هد ورودی، یک دستگاه پمپ ضربه قوچی ۵۱ میلی‌متر و برد کنترل کننده هد خروجی، آزمایش‌ها به اجرا درآمد و مقادیر دبی پمپاژ، دبی هرزآب و فرکانس سوپاپ تکانه (تعداد سیکل کاری بر دقیقه) در طی هر آزمایش ثبت گردید. در آزمایش‌های انجام شده در تحقیق از لوله‌ای به قطر ۲ اینچ و طول ۱۶/۶۷ متر به عنوان لوله تغذیه، هد سقوط ۲/۸۱ متر و سوپاپ تکانه با فاصله بازشدگی ۸/۸ میلی‌متر، استفاده شده است. سرعت مورد نیاز جهت بسته شدن سوپاپ تکانه در طول آزمایشات ۱/۳۷ متر بر ثانیه به‌طور ثابت در نظر گرفته شد. هد دهش به صورت متغیر منظور شده است. مجموع مقادیر افت موجود در سیستم پمپ ضربه قوچی (پارامتر بدون بعد z) شامل افت ناشی از اصطکاک جریان و جداره داخلی لوله تغذیه، افت ناشی از اتصالات لوله تغذیه و نیز افت ناشی از اصطکاک جریان و سوپاپ تکانه معادل با ۲۳/۵ برآورد گردید. شکل (۳) مدل آزمایشگاهی مورد استفاده در تحقیق را نشان می‌دهد.

در این تحقیق معادلات حاکم بر سیکل کاری پمپ ضربه قوچی بر اساس تغییرات سرعت جریان در لوله تغذیه به عنوان تابعی از زمان ارائه شده است (Dugan و Lansford, ۱۹۴۱). از آنجایی که پدیده حاکم بر عملکرد پمپ، ضربه قوچ است، از این‌رو با استفاده از روش خطوط مشخصه‌ها که یکی از رایج‌ترین روش‌های حل معادلات عمومی ضربه قوچ (معادله پیوستگی و معادله ممنتوم) به شمار می‌رود، نسبت به ارائه معادله‌های حاکم بر عملکرد پمپ ضربه قوچی اقدام می‌شود. معادلات حاکم بر روش خطوط مشخصه‌ها به صورت معادله‌های (۱) و (۲) نشان داده می‌شوند.

$$\frac{dx}{dt} = u \pm C \quad (1)$$

$$\frac{dh}{dt} = \pm \frac{C}{g} \frac{du}{dt} \pm \frac{C}{g} f \frac{u|u|}{2D} - u \sin \beta \quad (2)$$

انتهای مرحله شتابگیری جریان ($t=T_a$)، سرعت جریان معادل با سرعت بحرانی بسته شدن سوپاپ تکانه می‌باشد. با استفاده از قاعده نیروی درگ ($F_d = K_d \rho A_v u_c^2$) و با فرض این که نیروی درگ معادل با Wg باشد، معادله (۸) جهت تعیین سرعت بحرانی بسته شدن سوپاپ تکانه ارائه شده است.

$$u_c = \sqrt{\frac{Wg}{K_d \rho A_v}} \quad (۸)$$

که در آن، u_c سرعت بحرانی جریان در حالت بسته شدن سوپاپ تکانه، W وزن سوپاپ تکانه، K_d افت ناشی از نیروی درگ و A_v سطح مقطع دیسک سوپاپ تکانه می‌باشد. ضریب افت نیروی درگ (K_d) به صورت آزمایشگاهی تعیین شده است. بدین منظور ابتدا مقادیر u_c به صورت آزمایشگاهی در ازای فواصل بازشدگی مختلف تعیین گردید. سپس با استفاده از کسر $Wg / \rho A_v u_c^2$ ضریب افت نیروی درگ محاسبه می‌گردد. علاوه بر افت اصطکاک سوپاپ تکانه، به منظور تعیین ضریب افت نیروی درگ نیز یک معادله تجربی با استفاده از رگرسیون غیرخطی به صورت معادله (۹) ارائه شده است.

$$K_d = 0.0453 \times \left(\frac{S_0}{D_v} \right)^{-2.0381} \quad (۹)$$

رابطه (۹) برای دیسک مدور و در فواصل بازشدگی 0.01 الی 0.127 متر قابل بهره‌برداری می‌باشد. به طور کلی مرحله شتابگیری جریان به مدت T_a به طول می‌انجامد. با انتگرال گیری از معادله عمومی جریان در لوله تغذیه در محدوده سرعت $[0, u_c]$ و محدوده زمانی $[0, T_a]$ ، مدت زمان شتابگیری جریان (T_a) با استفاده از معادله (۱۰) تعیین می‌گردد.

$$T_a = \frac{u_c}{2g} \frac{L}{H} \phi_1 \quad (۱۰)$$

ضریب ϕ_1 تابع نسبت سرعت $\bar{u} (= u_c / u_0)$ می‌باشد که با استفاده از معادله (۱۱) تعیین می‌گردد.

$$\phi_1 = \left[\ln \frac{\bar{u} + 1}{\bar{u} - 1} \right] / \bar{u} \quad (۱۱)$$

در طول مرحله شتابگیری دبی ورودی از طریق سوپاپ تکانه به صورت هرزآب از پمپ خارج می‌گردد. به منظور تعیین حجم دبی هرزآب ضروری است تا معادله سرعت در لوله تغذیه در بازه زمانی $[0, T_a]$ تعیین گردد. در معادله (۱) در ابتدای مرحله شتابگیری، سرعت جریان (u) در مقایسه با سرعت جریان در حالت ماندگار (u_0) بسیار ناچیز است ($u \ll u_0$)، از این رو می‌توان از مقدار سرعت (u) صرف نظر نمود. بدین

مدول الاستیسیته لوله تغذیه و e ضخامت لوله تغذیه می‌باشد. در آغاز سیکل کاری پمپ ضربه کوچکی (شکل (۲-الف))، سوپاپ تکانه به علت وزن خود باز است و جریان به دلیل اختلاف هد بین منبع تغذیه و سوپاپ تکانه شتاب می‌گیرد. معادله عمومی شتابگیری جریان در لوله تغذیه در حالت جریان یک بعدی غیر ماندگار به صورت معادله (۴) نشان داده می‌شود.

$$H - j \frac{u^2}{2g} = \frac{L}{g} \frac{du}{dt} \quad (۴)$$

که در آن، H هد سقوط منبع تغذیه و j مجموع مقادیر افت موجود در سیستم پمپ ضربه کوچکی می‌باشد که با استفاده از معادله (۵) تعیین می‌گردد.

$$j = 1 + f \frac{L}{D} + \sum \xi + \xi_{iv} \quad (۵)$$

که در آن، fL/D افت ناشی از اصطکاک دارسی-ویسباخ، ξ_{iv} افت ناشی از اصطکاک سوپاپ تکانه و $\sum \xi$ افت ناشی از اتصالات لوله تغذیه شامل زانویی‌ها و خم‌ها می‌باشد. به منظور تعیین ضریب افت اصطکاک سوپاپ تکانه در فواصل بازشدگی مختلف، با ایجاد شرایط جریان ماندگار در سرعتی کمتر از سرعت بحرانی بسته شدن سوپاپ تکانه، با استفاده از مانومتر آبی نسبت به تعیین مقادیر افت اقدام شده است. از این رو با برقراری اتصال لوله‌های مانومتر به بعد و قبل از سوپاپ تکانه، مقادیر افت در ازای فواصل بازشدگی مختلف قرائت و ثبت گردید. پس از اندازه‌گیری مقادیر افت اصطکاک سوپاپ تکانه، با استفاده از رگرسیون غیرخطی نسبت به ارائه معادله تجربی برای تعیین افت اصطکاک سوپاپ تکانه برای دیسک‌های مدور در فواصل بازشدگی 0.01 الی 0.127 متر به صورت معادله (۶) اقدام گردید.

$$\xi_{iv} = 0.7312 \times \left(\frac{S_0}{D_v} \right)^{-1.4141} \quad (۶)$$

که در آن، S_0 فاصله بازشدگی سوپاپ تکانه از نشیمن دیسک تا حالتی که کاملاً باز است و D_v قطر دیسک سوپاپ تکانه می‌باشد. در حالتی که جریان در لوله تغذیه در حالت ماندگار باشد، تغییرات سرعت نسبت به زمان (du/dt) معادل با صفر می‌گردد. بدین ترتیب سرعت جریان ماندگار در لوله تغذیه با استفاده از معادله (۷) تعیین می‌گردد.

$$u_0 = \sqrt{\frac{2gH}{j}} \quad (۷)$$

که در آن، u_0 سرعت جریان در حالت ماندگار می‌باشد. در

و از تغییر حجم دیسک بدنه پمپ و الاستیسته لوله تغذیه صرف نظر شده است. از طرفی در تئوری بسته شدن خطی سوپاپ تکانه، افت سرعت به صورت خطی لحاظ شده است. این در حالی است که در تحقیق حاضر در تحلیل مرحله پمپاژ، با توجه به الگوی بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه، افت سرعت به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده است و همچنین تغییر حجم بدنه پمپ و الاستیسته دیسک سوپاپ تکانه نیز در نظر گرفته شده است. شکل (۴) جزئیات مرحله پمپاژ در تئوری‌های مختلف بسته شدن سوپاپ تکانه را نشان می‌دهد.

با توجه به شکل (۵) با بسته شدن سوپاپ تکانه یک افزایش فشار در بدنه پمپ ایجاد می‌شود که این افزایش فشار معادل با حداکثر توان پمپاژی پمپ ضربه قوچی می‌باشد. در این مرحله مقادیر افت ناشی از اصطکاک در مقایسه با افزایش فشار ناشی از ضربه قوچ ناچیز بوده، لذا از اثر آن صرف نظر می‌شود. بدین ترتیب با صرف نظر از اثر شیب لوله تغذیه، تغییرات فشار نسبت به تغییرات زمان (du/dt) در معادله (۲) برابر با $\pm(C/g)du/dt$ می‌گردد. بدین ترتیب در لحظه بسته شدن سوپاپ تکانه $du = u_c$ و $dh = h_{max}$ می‌باشد. بنابراین حداکثر هد فشاری ناشی از ضربه قوچ (h_{max}) با استفاده از کسر Cu_c/g تعیین می‌گردد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت، سوپاپ دهش در صورتی باز می‌شود که فشار حداکثر در حین رخداد ضربه قوچ (h_m) از فشار هوای متراکم در مخزن هوا که معادل با ارتفاع پمپاژ یا هد دهش سیستم پمپ ضربه قوچی است، بیشتر باشد $(h_m > h_d)$.

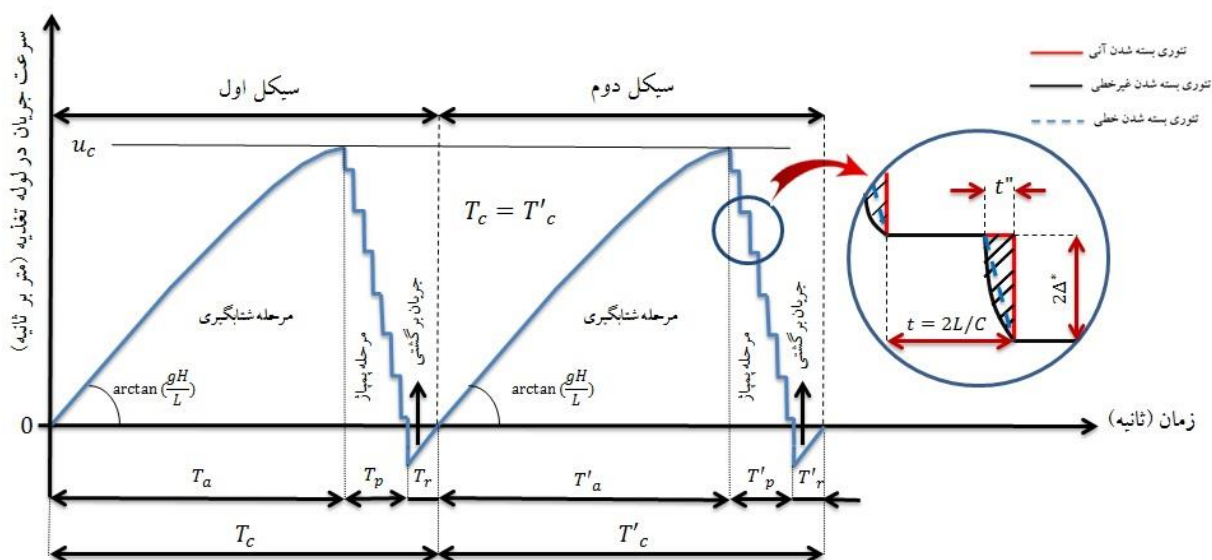
ترتیب، نسبت تغییرات سرعت به تغییرات زمان (du/dt) معادل با gH/L می‌گردد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که جریان با زاویه $\arctan(gH/L)$ نسبت به محور زمان شتاب می‌گیرد. بدین ترتیب حجم دبی هرزاب در مرحله شتاب‌گیری جریان با استفاده از معادله (۱۲) تعیین می‌گردد.

$$V_a = A_D \frac{u_c^2}{g} \frac{L}{H} \phi_2 \quad (12)$$

که در آن، V_a حجم دبی اتلافی، A_D سطح مقطع دیسک سوپاپ تکانه و ϕ_2 ضریب تابع نسبت سرعت \bar{u} می‌باشد که با استفاده از معادله (۱۳) تعیین می‌گردد.

$$\phi_2 = \ln \left[\cosh \left(\frac{\phi_1 \bar{u}}{2} \right) \right] / \bar{u}^2 \quad (13)$$

در انتهای مرحله شتاب‌گیری جریان سوپاپ تکانه بسته می‌شود و ضربه قوچ اتفاق می‌افتد (شکل (۲-ب)). بررسی‌های آزمایشگاهی نشان داد، بسته شدن سوپاپ تکانه از فرم غیرخطی برخوردار است (Krol, ۱۹۵۱). با توجه به شکل (۲-ب) رخداد ضربه قوچ منجر به ایجاد انرژی فشاری و باز شدن سوپاپ دهش می‌گردد و پمپ وارد مرحله پمپاژ می‌گردد. در این مرحله، موج‌های فشاری حاصل از پدیده ضربه قوچ در لوله تغذیه منجر به ورود جریان به مخزن هوا می‌گردد (شکل (۲-ج)). به منظور تحلیل جریان در مرحله پمپاژ، تئوری‌های مختلفی وجود دارد. در تئوری بسته شدن آنی سوپاپ تکانه، افت سرعت در مرحله پمپاژ به صورت آنی در نظر گرفته می‌شود



شکل ۴- جزئیات نمودار سرعت- زمان جریان در لوله تغذیه

می‌گردد. با توجه به شکل (۴) افت سرعت ناشی از ورود جریان به مخزن هوا به دلیل بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه در انتهای مرحله شتاب‌گیری، به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده است. به منظور تعیین افت سرعت از رابطه تغییرات فشار جریان (dh) و یا $\pm(C/g)du$ بهره‌گیری می‌شود. علامت + زمانی است که حرکت موج فشاری به سمت پمپ باشد و علامت - زمانی است که حرکت موج فشاری به سمت منبع تغذیه باشد. بدین منظور با فرض این که مقادیر افت فشار Δh یا dh در مرحله پمپاژ از رابطه $h - \alpha H$ پیروی نماید، می‌توان نتیجه گرفت که افت سرعت (du) در این مرحله از سیکل از رابطه $\pm(g/C)(h - \alpha H)$ پیروی می‌نماید. در ورود جریان به مخزن هوا در ازای نخستین موج فشاری با فرض این که $h_m \gg H$ باشد، ضریب α معادل با صفر و میزان افت سرعت (Δu) از رابطه $\pm(g/C)h$ پیروی می‌نماید. این در حالی است که برای سایر موج‌های فشاری به منظور تسهیل در روند محاسبات ضریب α تقریباً معادل با یک در نظر گرفته می‌شود و افت سرعت (Δu^*) از رابطه $\pm(g/C)(h - H)$ پیروی می‌نماید. بدین ترتیب سرعت جریان در لحظه ورود به مخزن هوا (u_1) در ازای نخستین موج فشاری از رابطه $u_c - (g/C)h$ در محدوده زمانی $T_a \leq t < T_a + 2L/C$ پیروی می‌نماید. بدین ترتیب سرعت جریان (u_2) ورودی ناشی از موج دوم فشاری در محدوده زمانی $T_a + 2L/C \leq t < T_a + 4L/C$ از رابطه $u_c - (g/c)h - 2(g/C)(h - H)$ تبعیت می‌نماید. به طور کلی معادله عمومی سرعت جریان ورودی به مخزن هوا و مدت زمان رخداد موج فشاری \dot{i} ام به ترتیب از روابط (۱۵) و (۱۶) تبعیت می‌کنند.

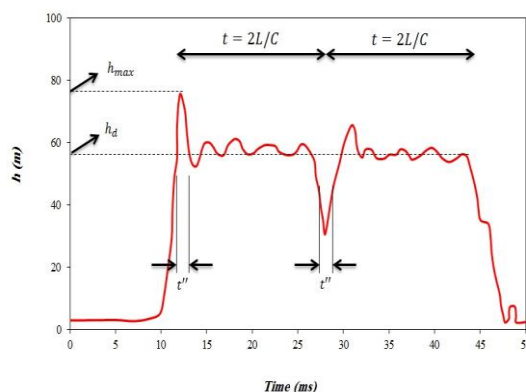
$$u_i = u_c - \Delta u - 2(i-1)\Delta u^* \quad (15)$$

$$T_a + (i-1)\frac{2L}{C} \leq t < T_a + i\frac{2L}{C} \quad (16)$$

به طور کلی در هر سیکل کاری بسته به مقادیر هد دهش و هد سقوط سیستم پمپ‌های ضربه قوچی N موج فشاری رخ می‌دهد و مدت زمان رخداد هر موج فشاری معادل $2L/C$ می‌باشد. با توجه به جزئیات مرحله پمپاژ در شکل (۴)، در انتهای آخرین پالس فشاری همواره $u_N > 0$ می‌باشد. از این رو می‌توان نشان داد $u_c - \Delta u - 2(N-1)\Delta u^* > 0$. بدین ترتیب می‌توان تعداد موج‌های فشاری را بزرگ‌ترین عدد صحیح حاصل از معادله (۱۷) دانست.

$$N < 1 + \frac{u_c + \Delta u}{2\Delta u^*} \quad (17)$$

با داشتن تعداد موج‌های فشاری در مرحله پمپاژ، مدت زمان



شکل ۵- جزئیات ثبت تغییرات فشار در انتهای لوله تغذیه با استفاده از ترانسدیوسر فشار به ازای ۵۰ میلی‌ثانیه

پس از بسته شدن سوپاپ تکانه، مدت زمان t'' به طول می‌انجامد تا سوپاپ دهش باز شود. با باز شدن سوپاپ دهش مرحله پمپاژ سیکل کاری پمپ ضربه قوچی آغاز می‌شود. به منظور تعیین مدت زمان t'' می‌بایست ابتدا نسبت تغییرات فشار به تغییرات حجم بدنه پمپ را تعیین نمود. اگر مقادیر مربوط به تغییر فشار بدنه پمپ به صورت dh بیان شود و تغییرات حجم بدنه با استفاده از کسر $\rho dh A_v^2 / E_v$ تعیین گردد، از این رو با داشتن الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه (E_v) می‌توان نسبت تغییرات فشار به تغییرات حجم بدنه پمپ (Y) را با استفاده از کسر $E_v / \rho A_v^2$ تعیین نمود. از سوی دیگر می‌توان چنین فرض کرد که برای یک محدوده زمانی dt تغییرات حجم بدنه پمپ با سطح مقطع A همواره برابر با حجم جریان درون آن باشد. از این رو نسبت dh/Y همواره برابر با $Audt$ می‌باشد. از آنجایی که در مرحله رخداد ضربه قوچ تغییرات فشار در بدنه پمپ (dh) معادل با $\pm(C/g)du$ می‌باشد، از این رو می‌توان تغییرات زمان (dt) را برابر با $(C/AgY)(du/u)$ در نظر گرفت. بنابراین با باز شدن سوپاپ دهش، جریان با سرعت u_1 (سرعت جریان در لحظه ورود به مخزن هوا)، در مدت زمان t'' وارد مخزن هوا می‌گردد. با انتگرال‌گیری از معادله تغییرات زمان (dt) در بازه زمانی $[0, t'']$ و محدوده سرعت $[u_c, u_1]$ می‌توان مدت زمان t'' را با استفاده از معادله (۱۴) برآورد نمود.

$$t'' = \frac{\rho C A_v^2}{Ag E_v} \ln\left(\frac{u_c}{u_1}\right) \quad (14)$$

با توجه به شکل (۴)، جریان به واسطه موج‌های فشاری حاصل از ضربه قوچ وارد مخزن هوا می‌شود که در این تحقیق مدت زمان تغییر موج‌های فشاری برابر با t'' در نظر گرفته شده است. ورود جریان به مخزن هوا منجر به یک افت سرعت

مقدار سرعت $-u'$ با کسر سرعت جریان در آخرین پالس فشاری (u_N) از مقدار Δu^* حاصل خواهد شد. بدین ترتیب سرعت جریان در انتهای مرحله جریان برگشتی معادل با $\Delta u^* - u_N$ می‌باشد. تشخیص این مسئله که رخداد جریان برگشتی در حالت اول اتفاق می‌افتد یا حالت دوم، نیازمند بررسی یک شرط دارد. بدین ترتیب با استفاده از شرط $u_N < 2\Delta u^*$ می‌توان تعداد موج‌های فشاری را تعیین نمود (Tacke, ۱۹۸۸). از این‌رو:

$$N > \frac{u_c - \Delta u + \Delta u^*}{2\Delta u^*} \quad (23)$$

در صورتی که معادلات (۱۷) و (۲۳) صادق باشند، حالت اول رخ خواهد داد و در غیر این صورت حالت دوم اتفاق می‌افتد. در صورتی که حالت اول جریان برگشتی اتفاق بیفتد، سرعت جریان برگشتی از معادله (۲۴) پیروی می‌نماید.

$$u_r^{(1)} = u_c - \Delta u - 2(N-1)\Delta u^* \quad (24)$$

که در آن، $u_r^{(1)}$ سرعت جریان در حالت اول، رخداد جریان برگشتی می‌باشد. در حالتی که شرایط جریان به گونه‌ای باشد که جریان برگشتی در حالت دوم رخ دهد، لذا سرعت جریان از معادله (۲۵) تعیین می‌گردد.

$$u_r^{(2)} = \Delta u + 2(N-1)\Delta u^* - u_c \quad (25)$$

که در آن، $u_r^{(2)}$ سرعت جریان در حالت اول، رخداد جریان برگشتی می‌باشد. به طور مشابه، مدت زمان رخداد جریان برگشتی نیز به نحوه رخداد جریان برگشتی بستگی دارد. در حالت اول، مدت زمان جریان برگشتی از معادله (۲۶) پیروی می‌نماید.

$$T_r^{(1)} = -\frac{u_r L}{gH} \quad (26)$$

در صورتی که رخداد جریان برگشتی در حالت دوم باشد، به معادله (۲۶) مقدار $2L/C$ اضافه می‌گردد. پس از تعیین مقادیر سرعت و زمان رخداد جریان برگشتی، مقدار حجم جریان برگشتی در مرحله سوم سیکل کاری پمپ‌های ضربه قوچی با استفاده از معادله (۲۷) تعیین می‌شود.

$$V_r = -\frac{\pi L u_r^2 D^2}{8gH} \quad (27)$$

که در آن، V_r حجم دبی انتقالی در مرحله سوم سیکل می‌باشد و علامت منفی به علت جهت جریان می‌باشد که همواره جریان برگشتی در خلاف جهت جریان می‌باشد. به طور کلی با فرض این که حالت اول جریان برگشتی اتفاق بیفتد،

رخداد مرحله دوم سیکل با استفاده از معادله (۱۸) تعیین می‌گردد.

$$T_p = N \frac{2L}{C} \quad (18)$$

پس از تعیین مشخصات جریان در مرحله دوم سیکل، حجم دبی پمپاژی با احتساب سطح زیر نمودار سرعت- زمان مرحله پمپاژ تعیین می‌شود. بدین ترتیب حجم دبی پمپاژی با حاکم بودن تئوری بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه بر فضای تحقیق با استفاده از معادله (۱۹) تعیین می‌گردد.

$$V_p = V_D \frac{2Nu_c}{C} \varphi_3 \quad (19)$$

که در آن، V_p حجم دبی پمپاژی، V_D حجم داخلی لوله تغذیه و φ_3 ضریب تابع مقادیر سرعت می‌باشد که با استفاده از معادله (۲۰) تعیین می‌گردد.

$$\varphi_3 = \frac{[u_c - \Delta u - 2(N-1)\Delta u^*] - [(N-1)B_2 - (\Delta u - B_1)]}{u_c} \quad (20)$$

که در آن، B_1 و B_2 سطح‌های هاشورخورده نمودار سرعت- زمان جریان در مرحله پمپاژ می‌باشد که با استفاده از معادلات (۲۱) و (۲۲) تعیین می‌شوند.

$$B_1 = \frac{1}{4} \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{4\Delta u^2}{2} \right) - 2\Delta u \sqrt{\frac{1-4\Delta u^2}{4}} \right] \quad (21)$$

$$B_2 = \frac{1}{4} \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{16\Delta u^{*2}}{2} \right) - 4\Delta u^* \sqrt{\frac{1-16\Delta u^{*2}}{4}} \right] \quad (22)$$

در انتهای مرحله پمپاژ مطابق با شکل (۲-ج)، وزن سوپاپ دهش بر انرژی مستهلک شده ضربه قوچ غلبه می‌نماید و سوپاپ بسته می‌شود. با بسته شدن سوپاپ دهش یک جریان برگشتی به سمت منبع تغذیه شکل می‌گیرد. نیروی مکش ناشی از جریان برگشتی منجر به باز شدن سوپاپ تکانه و تکرار سیکل کاری می‌گردد (شکل (۲-د)). تحلیل جریان برگشتی در دو حالت امکان پذیر است. به طور کلی در انتهای مرحله پمپاژ سرعت جریان به ازای آخرین موج فشاری (u_N) همواره کمتر از $2\Delta u^*$ می‌باشد، در غیر این صورت منجر به موج فشاری بعدی خواهد شد. در حالت اول رخداد جریان برگشتی، همواره $u_N < \Delta u^*$ می‌باشد. در این صورت مقادیر سرعت جریان در حالت جریان برگشتی همواره از رابطه $u_N - \Delta u^*$ پیروی می‌نماید. از سوی دیگر در حالت دوم رخداد جریان برگشتی، همواره $u_N > \Delta u^*$ می‌باشد. این در حالی است که مقادیر سرعت در این مرحله از سیکل معادل با $-u'$ می‌باشد.

حاکم بر فضای تحقیق پارامتر راندمان پمپ ضربه قوچی پیش‌بینی می‌شود و با مقایسه مقادیر پیش‌بینی شده در مقابل مشاهدات آزمایشگاهی راندمان، توابع خطای آماری شامل درصد میانگین خطا MPE ، ریشه میانگین مربعات خطا $RMSE$ ، حداکثر خطا ME و راندمان مدل‌سازی EF و ضریب زاویه خط رگرسیون نسبت به خط ۴۵ درجه (m) تعیین می‌شود و نتایج حاصل از تحقیق مورد تجزیه و تحلیل آماری قرار می‌گیرد.

۳- نتایج و بحث

در این پژوهش به منظور مقایسه نتایج حاصل از مدل تحلیلی با مشاهدات آزمایشگاهی از یک برنامه عددی بر پایه معادلات تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق استفاده شده است. بدین ترتیب ابتدا مشخصات پمپ ضربه قوچی مورد استفاده در تحقیق نظیر هد سقوط، مشخصات لوله تغذیه و مشخصات سوپاپ تکانه به برنامه تعریف می‌گردد. سپس مقادیر محاسباتی پارامترهای وابسته سیستم نظیر دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T)، دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T) و پارامتر سوپاپ تکانه (nD/u_C) در نسبت طول به قطر لوله تغذیه مشخص و به ازای نسبت‌های هد فشاری (h/h_m) مختلف تعیین شده‌اند. نسبت‌های هد فشاری تعریف شده به مدل عددی، در واقع نسبت‌هایی هستند که در آزمایشگاه جهت ثبت مشاهدات آزمایشگاهی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. نتایج حاصل از ثبت مشاهدات آزمایشگاهی و نیز مقادیر محاسباتی توسط مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق به ازای هد سقوط ۲/۸۱ متر، نسبت طول به قطر لوله تغذیه معادل با ۳۲۶/۸، سرعت بحرانی معادل ۱/۳۷ متر بر ثانیه به ازای نسبت‌های مختلف هد فشاری در جدول (۱) به‌طور خلاصه نشان داده شده است.

تجزیه و تحلیل آماری توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مقادیر آزمایشگاهی توسط مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق نشان می‌دهد که مدل تحلیلی، مشاهدات آزمایشگاهی پارامتر دبی نسبی پمپاژ را با ریشه میانگین مربعات خطای ۰/۰۳۸ پیش‌بینی می‌نماید. این در حالی است که ضریب زاویه m نشان می‌دهد مدل تحلیلی، پارامتر دبی نسبی پمپاژ را با ۷/۸۴ درصد بیشتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. از سوی دیگر پارامتر سوپاپ تکانه با ریشه میانگین مربعات خطای ۰/۰۳۴ و ضریب زاویه ۱/۰۴۳۱ توسط مدل پیشنهادی پیش‌بینی می‌شود. از دیگر پارامترهای وابسته سیستم پمپ‌های ضربه قوچی می‌توان به پارامتر دبی نسبی هرزآب اشاره نمود. مدل تحلیلی ارائه شده در این تحقیق، این پارامتر را با ریشه میانگین مربعات خطای ۰/۰۳۸ پیش‌بینی می‌نماید. بررسی ضریب زاویه خط m برای پارامتر نسبی دبی هرزآب نشان

مدت زمان سیکل کاری، مقادیر دبی پمپاژی و دبی هرزآب در هر سیکل با استفاده از معادلات (۲۸) الی (۳۰) تعیین می‌شوند.

$$T_C = \frac{L}{gH} \left(\frac{u_C \phi_1}{2} + \frac{2NgH}{C} - u_F^2 \right) \quad (28)$$

$$q = \frac{2NV D u_C \phi_3}{C T_C} \quad (29)$$

$$Q = \frac{V D \left(u_C^2 \phi_2 - \frac{u_F^2}{2} \right)}{g H T_C} \quad (30)$$

که در آن، T_C مدت زمان سیکل کاری برحسب ثانیه، q مقادیر دبی پمپاژی بر حسب مترمکعب بر ثانیه و Q مقادیر دبی هرزآب بر حسب مترمکعب بر ثانیه می‌باشند. راندمان پمپ ضربه قوچی از پارامترهای مؤثر در طراحی و ارزیابی عملکرد پمپ به شمار می‌رود. به منظور تعیین راندمان پمپ ضربه قوچی معادله (۳۱) ارائه شده است.

$$\eta = \frac{2g N u_C \phi_3 (h-H)}{C \left(u_C^2 \phi_2 - \frac{u_F^2}{2} \right)} \times 100 \quad (31)$$

که در آن، η درصد راندمان پمپ ضربه قوچی می‌باشد. همان‌طور که پیشتر نیز بدان اشاره شد، مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. از این‌رو به منظور فراهم آوردن شرایط مناسب جهت ارزیابی مدل تحلیلی از پارامترهای بدون بعد استفاده شده است. به طور کلی پارامترهای وابسته سیستم پمپ‌های ضربه قوچی شامل پارامتر دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T)، دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T)، پارامتر سوپاپ تکانه (nD/u_C) و راندمان پمپ (η) می‌باشند، و در طرف مقابل پارامتر نسبی هد فشاری (h/h_m) و نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) از جمله پارامترهای مستقل مؤثر بر عملکرد پمپ به شمار می‌روند (Virag و Filipan, ۲۰۰۳). با توجه به این که معادله‌های حاکم بر فضای تحقیق از تئوری بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه پیروی می‌نمایند و مدل تحلیلی با در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ و الاستیسیته لوله تغذیه اصلاح شده است، لذا تلاش شده است تا با مقایسه نتایج حاصل از مدل پیشنهادی با مدل‌های تحلیلی Dugan و Lansford (۱۹۴۱) و Tacke (۱۹۸۸) که به ترتیب از تئوری بسته شدن خطی سوپاپ تکانه و تئوری بسته شدن آبی سوپاپ تکانه پیروی می‌نمایند، تأثیر اصلاحات اعمال شده در مدل پیشنهادی مورد بررسی قرار گیرد. از این‌رو با استفاده از مدل‌های تحلیلی مذکور و مدل

راندمان پمپ ضربه قوچی پارامتری است که در طراحی و ارزیابی عملکرد هیدرولیکی پمپ ضربه قوچی به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد و در بردارنده اثرات پارامترهایی همچون دبی پمپاژ، دبی هرزآب و مدت زمان سیکل کاری پمپ ضربه قوچی می‌باشد.

می‌دهد مدل تحلیلی، این پارامتر را با ۰/۴۹ درصد کمتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. بررسی سایر توابع خطای مندرج در جدول (۲) نشان می‌دهد مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق از عملکرد خوبی در پیش‌بینی رفتار هیدرولیکی پمپ ضربه قوچی برخوردار است و از این مدل می‌توان در طراحی و ارزیابی سیستم پمپ‌های ضربه قوچی استفاده نمود.

جدول ۱- نتایج حاصل از پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی پارامترهای وابسته پمپ‌های ضربه قوچی توسط مدل تحلیلی

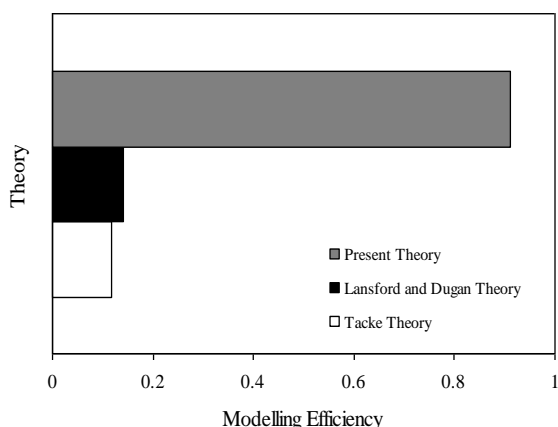
مقادیر محاسباتی			مشاهدات آزمایشگاهی			نسبت	
پارامتر سوپاپ تکانه	دبی نسبی هرزآب	دبی نسبی پمپاژ	پارامتر سوپاپ تکانه	دبی نسبی هرزآب	دبی نسبی پمپاژ	هد	آزمایش
nD/u_c	Q/Q_T	q/Q_T	nD/u_c	Q/Q_T	q/Q_T	h/h_m	
۰/۰۲۴۱	۰/۹۰۷۸	۰/۰۹۲۱	۰/۰۲۶۵	۰/۹۲۲۷	۰/۰۷۷۲	۰/۱۰۰	۱
۰/۰۲۴۸	۰/۹۲۱۲	۰/۰۷۸۷	۰/۰۲۶۵	۰/۹۳۱۴	۰/۰۶۸۵	۰/۱۱۶	۲
۰/۰۲۶۰	۰/۹۳۱۱	۰/۰۶۸۸	۰/۰۲۶۵	۰/۹۳۸۹	۰/۰۶۱۰	۰/۱۳۲	۳
۰/۰۲۴۱	۰/۹۳۹۲	۰/۰۶۰۷	۰/۰۲۵۹	۰/۹۴۴۲	۰/۰۵۵۷	۰/۱۴۷	۴
۰/۰۲۷۲	۰/۹۴۵۳	۰/۰۵۴۶	۰/۰۲۵۹	۰/۹۴۹۲	۰/۰۵۰۷	۰/۱۶۳	۵
۰/۰۲۶۰	۰/۹۵۰۴	۰/۰۴۹۵	۰/۰۲۶۵	۰/۹۵۳۱	۰/۰۴۶۸	۰/۱۷۹	۶
۰/۰۲۴۱	۰/۹۵۵۱	۰/۰۴۴۸	۰/۰۲۵۹	۰/۹۵۷۶	۰/۰۴۲۳	۰/۱۹۵	۷
۰/۰۲۷۲	۰/۹۵۹۳	۰/۰۴۰۶	۰/۰۲۵۳	۰/۹۶۰۵	۰/۰۳۹۵	۰/۲۱۰	۸
۰/۰۲۶۰	۰/۹۶۰۳	۰/۰۳۹۶	۰/۰۲۵۳	۰/۹۶۱۹	۰/۰۳۸۰	۰/۲۱۹	۹
۰/۰۲۴۸	۰/۹۶۳۰	۰/۰۳۶۹	۰/۰۲۵۳	۰/۹۶۴۹	۰/۰۳۵۰	۰/۲۳۵	۱۰
۰/۰۲۳۵	۰/۹۶۵۶	۰/۰۳۴۳	۰/۰۲۵۹	۰/۹۶۷۲	۰/۰۳۲۷	۰/۲۵۱	۱۱
۰/۰۲۹۷	۰/۹۶۷۷	۰/۰۳۲۲	۰/۰۲۵۹	۰/۹۶۸۶	۰/۰۳۱۳	۰/۲۶۵	۱۲
۰/۰۲۸۵	۰/۹۶۹۹	۰/۰۳۰۰	۰/۰۲۵۹	۰/۹۷۰۶	۰/۰۲۹۳	۰/۲۷۹	۱۳
۰/۰۲۷۲	۰/۹۷۲۴	۰/۰۲۷۵	۰/۰۲۵۳	۰/۹۷۲۹	۰/۰۲۷۰	۰/۲۹۷	۱۴
۰/۰۲۶۰	۰/۹۷۴۴	۰/۰۲۵۵	۰/۰۲۴۷	۰/۹۷۳۹	۰/۰۲۶۰	۰/۳۱۱	۱۵
۰/۰۲۵۴	۰/۹۷۶۴	۰/۰۲۳۵	۰/۰۲۴۷	۰/۹۷۵۷	۰/۰۲۴۲	۰/۳۲۵	۱۶
۰/۰۲۴۱	۰/۹۷۸۷	۰/۰۲۱۲	۰/۰۲۴۰	۰/۹۷۶۶	۰/۰۲۳۳	۰/۳۴۱	۱۷
۰/۰۲۳۵	۰/۹۷۷۱	۰/۰۲۲۸	۰/۰۲۴۰	۰/۹۷۷۷	۰/۰۲۲۲	۰/۳۵۷	۱۸
۰/۰۲۲۹	۰/۹۷۸۰	۰/۰۲۱۹	۰/۰۲۴۰	۰/۹۷۸۲	۰/۰۲۱۷	۰/۳۷۱	۱۹
۰/۰۲۲۳	۰/۹۷۹۱	۰/۰۲۰۸	۰/۰۲۴۰	۰/۹۷۹۵	۰/۰۲۰۴	۰/۳۸۹	۲۰
۰/۰۳۲۸	۰/۹۸۰۰	۰/۰۱۹۹	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۰۲	۰/۰۱۹۷	۰/۴۰۴	۲۱
۰/۰۳۲۲	۰/۹۸۰۹	۰/۰۱۹۰	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۰۸	۰/۰۱۹۱	۰/۴۲۰	۲۲
۰/۰۳۱۶	۰/۹۸۱۷	۰/۰۱۸۲	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۲۰	۰/۰۱۷۹	۰/۴۳۴	۲۳
۰/۰۳۱۰	۰/۹۸۲۷	۰/۰۱۷۲	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۲۷	۰/۰۱۷۲	۰/۴۵۲	۲۴
۰/۰۳۰۴	۰/۹۸۳۷	۰/۰۱۶۲	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۳۴	۰/۰۱۶۵	۰/۴۶۹	۲۵
۰/۰۲۹۷	۰/۹۸۴۶	۰/۰۱۵۳	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۳۹	۰/۰۱۶۰	۰/۴۸۵	۲۶
۰/۰۲۹۱	۰/۹۸۵۶	۰/۰۱۴۳	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۴۷	۰/۰۱۵۲	۰/۵۰۱	۲۷
۰/۰۲۸۵	۰/۹۸۶۵	۰/۰۱۳۴	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۵۹	۰/۰۱۴۰	۰/۵۱۷	۲۸
۰/۰۲۷۹	۰/۹۸۷۴	۰/۰۱۲۵	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۶۵	۰/۰۱۳۴	۰/۵۳۲	۲۹
۰/۰۲۷۲	۰/۹۸۸۳	۰/۰۱۱۶	۰/۰۲۴۷	۰/۹۸۷۱	۰/۰۱۲۸	۰/۵۴۷	۳۰
۰/۰۲۶۶	۰/۹۸۹۴	۰/۰۱۰۵	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۸۲	۰/۰۱۱۷	۰/۵۶۴	۳۱
۰/۰۲۶۰	۰/۹۹۰۵	۰/۰۰۹۴	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۸۶	۰/۰۱۱۳	۰/۵۸۰	۳۲
۰/۰۲۶۰	۰/۹۹۱۸	۰/۰۰۸۱	۰/۰۲۴۰	۰/۹۸۹۷	۰/۰۱۰۲	۰/۵۹۷	۳۳
۰/۰۲۵۴	۰/۹۹۲۹	۰/۰۰۷۰	۰/۰۲۴۰	۰/۹۹۰۱	۰/۰۰۹۸	۰/۶۱۲	۳۴
۰/۰۲۴۸	۰/۹۹۴۲	۰/۰۰۵۷	۰/۰۲۴۰	۰/۹۹۰۶	۰/۰۰۹۳	۰/۶۲۷	۳۵
۰/۰۲۴۱	۰/۹۹۵۷	۰/۰۰۴۲	۰/۰۲۳۴	۰/۹۹۱۷	۰/۰۰۸۲	۰/۶۴۳	۳۶
۰/۰۲۴۱	۰/۹۹۷۴	۰/۰۰۲۵	۰/۰۲۳۴	۰/۹۹۲۳	۰/۰۰۷۶	۰/۶۶۱	۳۷

جدول ۲- توابع خطای حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی توسط مدل تحلیلی پیشنهادی در پژوهش حاضر

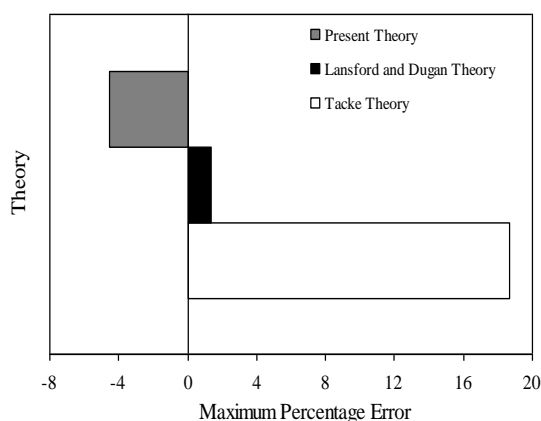
پارامتر	درصد میانگین خطا	ریشه میانگین مربعات خطا	حداکثر خطا	راندمان مدل سازی	ضریب زاویه خط برازش
	MPE	RMSE	ME	EF	m
q/QT	-۴/۵۳۹	۰/۰۰۳۸	۰/۰۰۵۲	۰/۹۵۲۷	۱/۰۷۸۴
nD/u_c	۴/۷۲	۰/۰۰۳۴	۰/۰۰۴۳	-۱۳/۷۴	۱/۰۴۳۱
Q/QT	-۰/۰۸۵۵	۰/۰۰۳۸	۰/۰۱۴۸	۰/۹۵۲۷	۰/۹۹۵۱

جدول ۳- نتایج حاصل از پیش بینی درصد راندمان پمپ ضربه قوچ (η) توسط مدل های تحلیلی مورد استفاده در تحقیق

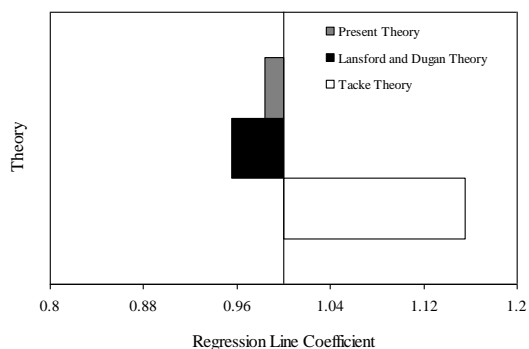
ردیف	نسبت هد فشاری	مشاهدات آزمایشگاهی	راندمان حاصل از مدل تحلیلی لنسفورد و دوگان	راندمان حاصل از مدل تحلیلی تیک	راندمان حاصل از مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق
۱	۰/۱۰۰	۴۹/۴۲	۳۸/۳۸	۶۰/۱۱	۵۹/۷۷
۲	۰/۱۱۶	۵۱/۴۴	۴۰/۳۹	۶۰/۱۳	۵۹/۶۷
۳	۰/۱۳۲	۵۲/۵۴	۴۲/۲۷	۶۰/۱۱	۵۹/۵۸
۴	۰/۱۴۷	۵۴/۱۰	۴۳/۸۷	۵۹/۹۹	۵۹/۱۳
۵	۰/۱۶۳	۵۴/۷۹	۴۴/۹۱	۵۹/۹۵	۵۹/۱۷
۶	۰/۱۷۹	۵۵/۷۰	۴۵/۴۳	۶۰/۱۶	۵۹/۰۱
۷	۰/۱۹۵	۵۵/۰۰	۴۶/۵۷	۵۹/۹۱	۵۸/۲۵
۸	۰/۲۱۰	۵۵/۳۴	۴۷/۵۹	۵۹/۲۵	۵۶/۹۴
۹	۰/۲۱۹	۵۵/۷۴	۴۸/۱۳	۵۹/۴۸	۵۸/۲۰
۱۰	۰/۲۳۵	۵۵/۱۴	۴۸/۸۴	۵۹/۹۰	۵۸/۲۰
۱۱	۰/۲۵۱	۵۵/۱۱	۴۹/۳۲	۶۰/۱۲	۵۷/۹۰
۱۲	۰/۲۶۵	۵۵/۸۶	۴۹/۵۶	۶۰/۱۵	۵۷/۳۵
۱۳	۰/۲۷۹	۵۵/۱۷	۴۹/۶۴	۶۰/۰۱	۵۶/۵۱
۱۴	۰/۲۹۷	۵۳/۹۸	۴۹/۵۰	۵۹/۶۳	۵۵/۰۶
۱۵	۰/۳۱۱	۵۴/۵۹	۴۹/۱۶	۵۹/۱۲	۵۳/۴۸
۱۶	۰/۳۲۵	۵۳/۱۸	۴۹/۵۳	۵۸/۴۲	۵۱/۴۹
۱۷	۰/۳۴۱	۵۳/۷۲	۵۰/۱۹	۵۷/۴۱	۴۸/۷۲
۱۸	۰/۳۵۷	۵۳/۵۲	۵۰/۷۲	۵۷/۸۱	۵۵/۰۳
۱۹	۰/۳۷۱	۵۴/۴۷	۵۱/۳۲	۵۸/۲۵	۵۵/۰۱
۲۰	۰/۳۸۹	۵۳/۸۹	۵۱/۷۹	۵۸/۷۳	۵۴/۸۳
۲۱	۰/۴۰۴	۵۴/۰۵	۵۲/۲۱	۵۹/۰۹	۵۴/۵۱
۲۲	۰/۴۲۰	۵۴/۴۲	۵۲/۵۴	۵۹/۴۰	۵۴/۰۴
۲۳	۰/۴۳۴	۵۲/۷۶	۵۲/۸۸	۵۹/۶۳	۵۳/۴۸
۲۴	۰/۴۵۲	۵۲/۷۵	۵۳/۱۵	۵۹/۸۶	۵۲/۶۰
۲۵	۰/۴۶۹	۵۲/۶۵	۵۳/۳۵	۶۰/۰۲	۵۱/۴۹
۲۶	۰/۴۸۵	۵۲/۶۶	۵۳/۴۹	۶۰/۱۱	۵۰/۲۶
۲۷	۰/۵۰۱	۵۱/۸۵	۵۳/۵۸	۶۰/۱۵	۴۸/۸۰
۲۸	۰/۵۱۷	۴۹/۲۵	۵۳/۶۲	۶۰/۱۵	۴۷/۰۸
۲۹	۰/۵۳۲	۴۸/۵۹	۵۳/۶۲	۶۰/۰۹	۴۵/۰۸
۳۰	۰/۵۴۷	۴۷/۸۰	۵۳/۵۶	۶۰/۰۰	۴۳/۰۱
۳۱	۰/۵۶۴	۴۴/۷۸	۵۳/۴۵	۵۹/۸۳	۴۰/۰۷
۳۲	۰/۵۸۰	۴۴/۴۷	۵۳/۲۸	۵۹/۶۲	۳۶/۹۶
۳۳	۰/۵۹۷	۴۱/۶۲	۵۳/۰۹	۵۹/۳۳	۳۲/۹۷
۳۴	۰/۶۱۲	۴۰/۷۹	۵۲/۸۴	۵۹/۰۴	۲۹/۱۸
۳۵	۰/۶۲۷	۳۹/۷۹	۵۲/۵۴	۵۸/۶۷	۲۴/۳۳
۳۶	۰/۶۴۳	۳۵/۸۰	۵۲/۱۶	۵۸/۲۳	۱۸/۶۴
۳۷	۰/۶۶۱	۳۴/۳۹	۵۱/۶۸	۵۷/۶۸	۱۱/۱۷



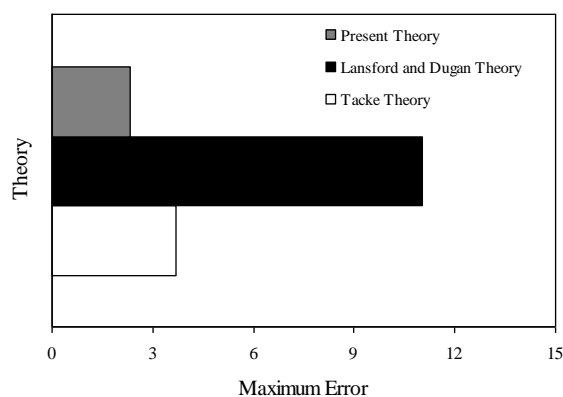
شکل ۹- نمودار مقایسه راندمان مدل سازی (EF) حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی راندمان توسط مدل های تحلیلی



شکل ۶- نمودار مقایسه درصد میانگین خطا (MPE) حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی راندمان توسط مدل های تحلیلی



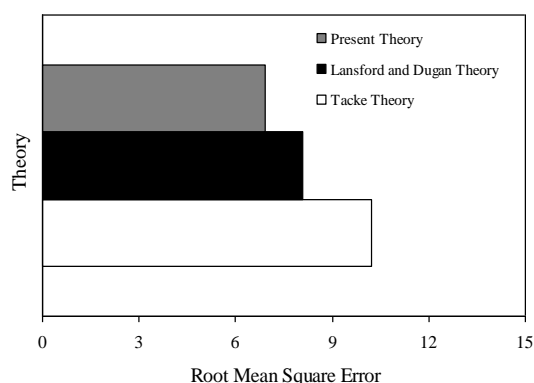
شکل ۱۰- نمودار مقایسه ضریب زاویه خط رگرسیون (m) حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی راندمان توسط مدل های تحلیلی



شکل ۷- نمودار مقایسه حداکثر خطا (ME) حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی راندمان توسط مدل های تحلیلی

از این رو در این تحقیق کارایی مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق در پیش بینی راندمان پمپ ضربه قوچی نسبت به عملکرد سایر مدل های تحلیلی مورد استفاده در تحقیق در پیش بینی این پارامتر مورد ارزیابی قرار گرفت. جدول (۳) نتایج حاصل از پیش بینی راندمان پمپ ضربه قوچی توسط مدل های تحلیلی مختلف در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به ازای مقادیر مختلف نسبت هد فشاری را نشان می دهد.

تجزیه و تحلیل آماری نتایج نشان می دهد مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق راندمان پمپ ضربه قوچی را با ۱/۵۹ درصد کمتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش بینی می نماید که نسبت به مدل تحلیلی Lansford و Dugan (۱۹۴۱) حدود ۳ درصد و نسبت به مدل تحلیلی تیک (۱۹۸۸) حدود ۱۴ درصد با دقت بالاتری این پارامتر را پیش بینی می نماید. علاوه بر این بررسی نمودارهای مربوط به مقایسه



شکل ۸- نمودار مقایسه ریشه میانگین مربعات خطا (RMSE) حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی راندمان توسط مدل های تحلیلی

۵- سپاسگزاری

بدین وسیله نگارندگان مقاله از دانشگاه صنعتی جندی شاپور به پاس تأمین منابع مالی و فراهم آوردن امکان استفاده از آزمایشگاه هیدرولیک و مهندسی رودخانه تقدیر و تشکر می‌نمایند.

۶- مراجع

فتاحی آلکوهی ر، "ارزیابی آزمایشگاهی اثر نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر عملکرد پمپ ضربه قوچی"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، ۱۳۹۴.

Filipan V, Virag Z, "Mathematical modelling of a hydraulic ram pump system", *Strojniški vestnik Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 49, 137-149.

O'Brien MP, Gosline JE, "The Hydraulic Ram, by Morrrough P. O'Brien and James E. Gosline", University of California Press, 1933.

Lansford WM, Dugan WG, "An analytical and experimental study of the hydraulic ram", *University of Illinois bulletin*, 1941, 38, 22.

Krol J, "The automatic hydraulic ram", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1951, 165, 53-73.

Iversen H, "An analysis of the hydraulic ram", *Journal of Fluids Engineering*, 1975, 97, 191-196.

Basfeld M, Müller EA, "The hydraulic ram", *Forschung im Ingenieurwesen*, 1984, A 50, 141-147.

Tacke J, "Hydraulic rams; a comparative investigation", Report 88-1, 1988, TU Delft.

Young B, "Simplified analysis and design of the hydraulic ram pump", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 1996, 210, 295-303.

Young B, "Design of homologous ram pumps", *Journal of fluids engineering*, 1997, 119, 360-365.

Sheikh S, Handa CC, Ninawe AP, "Design methodology for hydraulic ram pump (hydram)", *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 2013, 2(4): 170-175.

توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی توسط مدل‌های تحلیلی مورد استفاده در تحقیق (شکل‌های (۶) تا (۱۰)) نشان می‌دهد در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ ضربه قوچی، الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه و همچنین پیروی از الگوی بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه منجر به بهبود شرایط توابع خطای آماری شامل ریشه میانگین مربعات خطا، حداکثر خطا و راندمان مدل‌سازی نسبت به سایر مدل‌های تحلیلی شده است.

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش مدل تحلیلی حاکم بر عملکرد پمپ ضربه قوچی ارائه گردید و معادلات حاکم بر مرحله پمپاژ سیکل کاری این دسته از پمپ‌ها اصلاح گردید. پس از تقسیم سیکل کاری به سه مرحله شتاب‌گیری، پمپاژ و جریان برگشتی، معادلات حاکم بر هر مرحله از سیکل ارائه گردید. سپس با استفاده از مدل فیزیکی و نتایج آزمایشگاهی، معادلات تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق مورد ارزیابی قرار گرفت و توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی مورد تجزیه و تحلیل آماری قرار گرفت. به طور کلی در پمپ‌های ضربه قوچی، پس از رخداد ضربه قوچ بدنه پمپ منبسط می‌شود و الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه عملکرد پمپ در مرحله پمپاژ را تحت تأثیر قرار می‌دهد. با توجه به این که بسته شدن سوپاپ تکانه از فرم غیرخطی برخوردار است، از این رو می‌توان نتیجه گرفت که افت سرعت در مرحله ورود جریان به مخزن هوا به صورت غیرخطی است. بنابراین، معادلات حاکم بر مرحله پمپاژ با در نظر گرفتن الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه، تغییر حجم بدنه پمپ در مرحله رخداد ضربه قوچ و نیز افت غیرخطی سرعت در این مرحله از سیکل اصلاح گردید. اصلاحات اعمال شده در مرحله پمپاژ با تئوری‌های Lansford و Dugan (۱۹۴۱) و Tacke (۱۹۸۸) که به ترتیب بر پایه تئوری بسته شدن خطی و بسته شدن آنی سوپاپ تکانه ارائه شده‌اند، مورد ارزیابی قرار گرفت. بررسی نتایج نشان می‌دهد معادلات اصلاح شده حاکم بر مرحله پمپاژ سبب بهبود عملکرد مدل در پیش‌بینی مقادیر راندمان پمپ ضربه قوچی به میزان حدود ۱۴ درصد نسبت به تئوری Tacke (۱۹۸۸) و حدود ۳ درصد در مقایسه با تئوری Lansford و Dugan (۱۹۴۱) شده است. با استفاده از مدل تحلیلی حاکم بر فضای تحقیق می‌توان عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های ضربه قوچی را با دقت نسبتاً خوبی پیش‌بینی نمود و در طراحی و ارزیابی عملکرد این دسته از پمپ‌ها به طور گسترده مورد استفاده قرار داد.

EXTENDED ABSTRACT

Determine of Modified Analytical Model of Hydraulic Performance of Ram-Pumps

Reza Fatahi-Alkouhi, Babak Lashkar-Ara *

Department of Civil Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran

Received: 14 May 2016; Accepted: 27 November 2016.

Keywords:

Analytical Model, Pumping, Ram Pump, Efficiency

1. Introduction

Hydraulic Ram pump is a device which works without any external energy, and uses to pump water to a considerable height by using renewable energy of water hammer. Mechanism of ram pump cycle produces the water hammer phenomenon and managements of its energy for pumping water. Simple and inexpensive system, use of renewable energy and environmental sustainability, extended the hydraulic ram pump system in third world countries especially. The ram pump system has different component. The supply source of water including springs, rivers and natural streams, drive pipe with definite length and diameter and it has the task of transferring water from the supply source to the ram pump device, set of the ram pump consists two movable valves (impulse valve and delivery valve) and an air chamber. The delivery pipe has the task of transferring the pumping water to the tank storage. The ram pump performance is such that after doing the alternative cycle, a portion of input discharge is pumped to the delivery head.

The ram pump cycle was divided into seven to two phases by different researchers. In this study, the cycle of ram pump was divided into the three phases of acceleration, pumping, and recoil. Acceleration of water in the drive pipe occurs when the impulse valve is open and the delivery valve is closed. The impulse valve is open due to spring load or dead weight of valve. At a certain critical velocity, the impulse valve is closed due to flow force overcoming the force of spring load or dead weight. Water hammer occurs when the impulse valve is closed. Pumping now takes place as shock waves induced by water hammer passing up and down the drive pipe at the speed of pressure wave; the delivery valve is opened in response to each pressure pulse. Recoil, the reversal of flow in the drive pipe, occurs at the end of the pumping stage after becoming closed the delivery valve. The suction resulting from the recoil causes the impulse valve to open and the cycle is ready to begin again. In a ram pump, a part of input discharge is wasted from impulse valve in the acceleration phase, and another part of it is delivered in the pumping phase. The waste water of the impulse valve due to the installation of the ram pump in the vicinity of the springs is returned to its original path as the downstream discharge. In this study, an analytical model was presented to predict the ram pump performance after divided ram cycle into the three parts, and the governing equations on the pumping phase were modified. There are empirical factors in the proposed model such as drag coefficient and friction coefficient of impulse valve that are measured experimentally. After presenting analytical model, the experimental observations and statistical analysis were used to compare the results of the proposed analytical model with other analytical models.

2. Methodology

In this study, after dividing ram pump cycle into the three phases including accelerations, pumping and recoil, the governing equations on each phase were presented based on method of characteristics. Then, by developing an experimental model and conducting the experiments on the 51mm ram pump, the quantities of

* Corresponding Author

E-mail addresses: reza.fatahi@jsu.ac.ir (Reza Fatahi-Alkouhi), lashkarara@jsu.ac.ir (Babak Lashkar-Ara).

pumping and wasting discharge and frequency of impulse valve (number of opening and closing the disc of impulse valve per minute) were recorded. In the tests, the supply head was 2.81 m, length and diameter of drive pipe were 16.67 m and 0.051 m, respectively, the critical velocity of closure the impulse valve was 1.37 m/s, and the delivery head was adjusted to be various by control valve. The delivery head was recorded by pressure gauge that was installed on top of the air chamber.

In order to compare predict results of analytical model and experimental observations, the dimensionless parameters were used. In general, all dependent parameters include relative pumping discharge (q/Q_r), relative wasting discharge (Q/Q_r), impulse valve parameter (nD/u_c) and pump efficiency (η), and effective independent parameters of length to diameter ratio (L/D) and pressure head ratio (h/h_m) were used in order to compare the results.

The error functions used in the present study to evaluate the results of the proposed model include the average percentage error, root mean square error, correlation coefficient, standard error estimates and modeling efficiency. The gradient of regression line (m) between results and experimental observations was calculated for evaluating the performance of the equations in a way that the intercept elevations of them become zero. It is worth noting if the value m is close to one, the predicted results are close to the experimental observations.

3. Results and discussion

In the proposed analytical model in this study, the governing equations on the pumping phase were modified and the loss of velocity due to changing pressure pulses in this phase of cycle was considered nonlinear according the theory of nonlinear closing of impulse valve at end of acceleration phase of cycle. On the other hand, Lansford and Dugan (1941) considered the loss of velocity in the pumping phase to be linear according the theory of linear closing of impulse valve. The loss of velocity in pumping phase considered rapidly according theory of rapidly closing of impulse valve in the Tacke (1988) study. Details of pumping phase of ram pump cycle in the present study and other researchers are showed in figure 1.

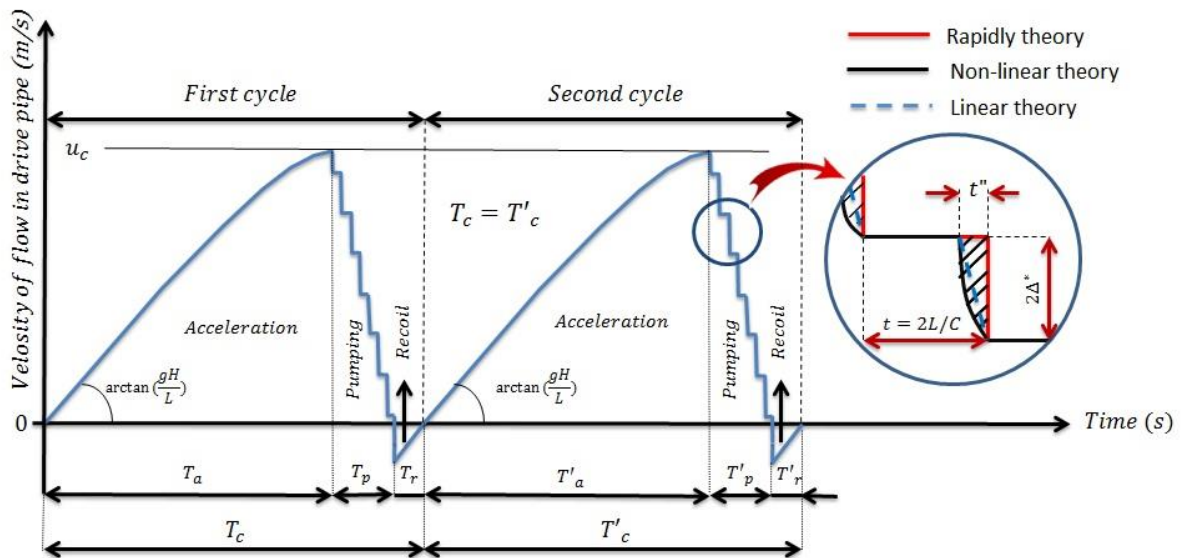


Fig 1. Detail of velocity-time diagram of flow in drive pipe

The results of this study were presented in this section. The results of prediction values by modified model were compared by experimental observation for depending parameters and the error functions were determined and summarized in Table 1.

Statistical analysis of error functions due to the prediction of experimental values by produced model showed that the proposed model predicted the relative pumping values by root mean square error of 0.0038. Also, the evaluation of the gradient of regression line between the calculated results and experimental observations showed that this model predicted relative pumping discharge 7.84 percent more than the experimental observation. On the other hand, the proposed model had root mean square error of 0.0038 and 0.0034 to estimate the relative wasting discharge and impulse valve parameters, respectively. The evaluation of the gradient of regression line between calculated results and experimental observations showed that the

proposed model predicted the relative wasting discharge 0.49 percent less than the experimental observations. Similarly, the analytical model predicted the impulse valve parameter 4.31 percent more than the experimental observations. The other error functions in table 1 showed that the proposed model, called modified model of hydraulic ram pump performance, can be used to design the ram pump in height accuracy. In order to validate the proposed analytical model in versus analytical models of Lansford and Dugan (1941) and Tacke (1988), parameters of efficiency were selected. Therefore, whit predicting these parameters by various analytical model that are used in this study and by comparing it by experimental observation, the error functions were determined. The error functions were used to judge the selection best model in the predicting the ram pump efficiency. The error functions based on prediction parameter of η by various models were summarized in table 2.

Table1. The brief results of error functions based on the proposed model

Parameter	MPE	RMSE	ME	EF	R ²	m
q/Q_T	-4.539	0.0038	0.0052	0.9527	0.9931	1.0784
Q/Q_T	-0.0855	0.0034	0.0043	-13.74	-0.2156	1.0431
nD/u_0	4.72	0.0038	0.0148	0.9527	0.9413	0.9951

Table2. The brief results of error functions based on prediction parameter of q/Q_T

Researchers	MPE	RMSE	ME	EF	m
Lansford and Dugan (1941)	1.32	8.07	11.04	0.1412	0.9556
Tacke (1988)	18.67	10.20	3.69	0.1173	1.1554
Present study (2016)	-4.55	6.92	2.32	0.9124	0.9841

According results of table 2, the model of Lansford and Dugan (1941) can propose the relative pumping discharge better than the Tacke (1988) theory. In general, the result of proposed model has height accuracy in comparing the other analytical model. Therefore, the proposed model in this study is suggested to predict and to design the hydraulic ram pump system.

4. Conclusions

In this study, an analytical model of the hydraulic ram pump performance was presented. For this purpose, by dividing ram pump cycle into the three phases of acceleration, pumping, and recoil, the governing equations of each phase of the cycle were presented using method of characteristics. Then, by making experimental model and executing experiments on the 51 mm ram pump, the suggested analytical model was evaluated using statistical analysis. In governing analytical model on this study, the effect of disc elasticity of impulse valve and changing volume of ram pump body were considered. In addition, by using the theory of nonlinear closing of impulse valve, the loss of velocity in the pumping phase was considered to be nonlinear. On the other hand, in order to validate the proposed model, the analytical model of Lansford and Dugan (1941) that were used linear closing theory of impulse valve, and the analytical model of Tacke (1988) that was used rapidly closing theory of impulse vale were applied in this study. Statistical analysis and comparison of the results showed that the nonlinear loss of velocity in the pumping phase was caused to increase the accuracy of model in predicted of relative pumping discharge in compare with theory of linear and rapidly closing of impulse valve.

5. References

- Fatahi-Alkouhi R, "Experimental study of length to diameter ratio of drive pipe on the ram pump performance", Master thesis, Jundi-Shapur University of Technology, 2015.
- Lansford WM, Dugan WG, "An analytical and experimental study of the hydraulic ram", University of Illinois bulletin, 1941, 38, 22.
- Tacke J, "Hydraulic rams; a comparative investigation", Report 88-1, 1988, TU Delft.