مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1396، دوره 17، شماره 8، ص‌ص 360-368

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

# ارزیابی مدل اصطکاکی مناسب در محاسبه دبی در روش فشار-زمان

سیمین دخت صائمی[1]، مهرداد رئیسی دهکردی[2*]، میشل سروانتس[3]، احمد نوربخش[4]

1 دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی لولیا، لولیا، سوئد
4- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
* تهران، صندوق پستی 11155-4563، mraisee@ut.ac.ir

**اطلاعات مقاله**

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 17 اردیبهشت 1396
پذیرش: 19 تیر 1396
ارائه در سایت: 27 مرداد 1396

*کلید واژگان:*
محاسبات افت اصطکاکی
روش فشار-زمان
زمان نهایی انتگرال گیری
تحلیل غیردائم
محاسبه دبی حجمی

**چکیده**

روش فشار-زمان یک روش اندازه‌گیری دبی است که در نیروگاه‌های برق آبی و به منظور یافتن کارایی هیدرولیکی توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. در ارزیابی این روش از شبیه‌سازی عددی به صورت یک بعدی و با کمک روش حجم محدود استفاده شده و نتایج به‌دست آمده با داده‌های تجربی مقایسه گردیده است. بدین منظور جریان در داخل یک لوله مستقیم در عدد رینولدز $6.76 \times 10^6$ شبیه‌سازی شده و در مدل‌سازی جریان غیردائم از کاهش دبی استفاده شده است. پارامترهای موثر بر اندازه‌گیری دبی شامل افت‌های اصطکاکی و زمان نهایی بسته شدن شیر به صورت کامل مورد بررسی قرار گرفته‌اند. از آن‌جا که فرضیات و معادلات مختلفی برای محاسبه ضریب اصطکاک در جریان ناپایدار ارائه گردیده است و در عین حال افزایش دقت محاسبه افت اصطکاکی در اندازه‌گیری دبی با دقت بالا حائز اهمیت می‌باشد. در این مقاله عملکرد تعدادی از روابط ارائه شده در محاسبه افت اصطکاکی و در نهایت تاثیر آن در دقت دبی اندازه‌گیری شده مورد بررسی قرار گرفته است. در بررسی مدل‌های ارائه شده، مدل اصطکاکی پزینگا عملکرد مناسبی را در محاسبه دبی نشان داد. روش‌های موجود در محاسبه زمان نهایی انتگرال‌گیری همچنان خطای بالایی را نشان می‌دهند، بدین منظور روش جدیدی ارائه شده که نیاز به دانستن زمان دقیق بسته شدن شیر را برطرف می‌نماید و دبی را با دقت قابل قبولی تخمین می‌زند.

# The evaluation of friction models to calculate the flow rate in pressure-time method

**Simindokht Saemi[1], Mehrdad Raisee[1*], Michel Cervantes[2], Ahmad Nourbakhsh[1]**

1- School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran
2- Division of Fluid and Experimental Mechanics, Lulea University of Technology, Lulea, Sweden
* P.O.B. 11155-4563, Tehran, Iran, mraisee@ut.ac.ir

**ARTICLE INFORMATION**

Original Research Paper
Received 07 May 2017
Accepted 10 July 2017
Available Online 18 August 2017

*Keywords:*
Pressure loss calculation
Pressure-time method
Final time of integration
Transient analysis
Flow rate calculation

**ABSTRACT**

The pressure-time method is a flow rate measurement technique generally employed in hydropower plants to evaluate the efficiency of hydraulic turbines. The 1D numerical simulation incorporating the finite volume method is employed to evaluate the method. The results are compared with the experimental data. The flow is simulated inside a straight pipe with Reynolds number Re=$6.76 \times 10^6$. The flow rate reduction curve is employed for the simulation of the deceleration part of the flow, before valve closure, in the pressure-time method. The effective parameters on the flow rate calculation, including the friction losses and the definition of the final time of the valve closure, are studied in detail. The increase in the accuracy of the flow rate calculation is a function of the increase in the accuracy of the friction loss calculations. The effect of several friction factors proposed for the evaluation of the unsteady flow is studied on the accuracy of the flow rate calculation. The Pezzinga friction factor shows the least error in the flow rate calculation. The available methods to find out the final time of integration still show a large error. A new method is proposed for the flow rate estimation without any need to have the exact time of the valve closure with an acceptable accuracy.

## 1- مقدمه

انرژی آبی یک منبع انرژی پاک و پایدار است که از اواخر قرن 19 توسعه پیدا نموده است. به منظور تعیین عملکرد نیروگاه‌های برقآبی در ابتدای راه‌اندازی و در بازه‌های زمانی مشخص تعیین بازده هیدرولیکی آن ضروری می‌باشد. علی‌رغم پیشرفت‌های صورت گرفته در این خصوص کماکان عدم قطعیت بالایی در اندازه‌گیری بازده مشاهده می‌شود. یکی از دلایل این عدم قطعیت، دشواری در محاسبه دبی حجمی است که یکی از الزامات اندازه‌گیری بازده به شمار می‌رود. روش‌های رایج در ارزیابی دبی شامل روش ردیاب، روش آکوستیک، روش جریانی و روش فشار-زمان است که به عنوان روش گیبسون شناخته می‌شود، سروانتس و همکاران [1]. تمرکز این مقاله بر روی روش

**برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

**Please cite this article using:**

S. Saemi, M. Raisee, M. Cervantes, A. Nourbakhsh, The evaluation of friction models to calculate the flow rate in pressure-time method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 360-368, 2017 (in Persian)

فشار-زمان می‌باشد که از اوایل قرن بیستم معرفی شده است. از مزایای آن می‌توان به نصب آسان تجهیزات موردنیاز و مقرون به صرفه بودن آن اشاره نمود. همچنین استفاده از آن دقت نسبی قابل قبولی را ارائه می‌دهد.

روش فشار-زمان بر پایه تبدیل ممنتوم به فشار با کاهش جریان در یک مجرای بسته عمل می‌نماید (شکل 1). کاهش جریان معمولا با بستن پره‌های راهنما رخ می‌دهد و دبی با انتگرال‌گیری از سطح زیر منحنی تغییرات فشار نسبت به زمان به دست می‌آید، معادله (1).

$$Q = \frac{A}{\rho L}\int_0^t (\Delta P + \Delta P_{\mathrm{f}})\, dt + q \qquad (1)$$

که در آن $Q$ دبی حجمی قبل از بسته شدن شیر، $\Delta P_{\mathrm{f}}$ افت فشار ناشی از اصطکاک، $A$ مساحت سطح مقطع، $L$ فاصله بین مقاطع اندازه‌گیری فشار، $\rho$ چگالی، $\Delta P$ اختلاف فشار بین دو مقطع و $q$ دبی نشتی است.

علی‌رغم مزایای عنوان شده در بالا، به منظور استفاده از این روش در نیروگاه‌های برق آبی رعایت الزامات ارائه شده در استاندارد IEC41 [2] ضروری می‌باشد. براساس استاندارد فوق، مجرای اندازه‌گیری بین دو مقطع اندازه‌گیری فشار بایستی مستقیم بوده و سطح مقطع ثابتی داشته باشد. همچنین مقاطع اندازه‌گیری بایستی در یک فاصله بزرگتر از دو برابر قطر لوله نسبت به زانویی‌ها قرار بگیرند. طول اندازه‌گیری بین دو سطح مقطع نبایستی کمتر از 10 متر باشد و حاصل‌ضرب طول اندازه‌گیری در سرعت متوسط بایستی بیشتر از $50\ \mathrm{m^2/s}$ باشد تا تخمین درستی از افت‌ها به دست آید. این دو محدودیت را به سختی می‌توان در نیروگاه‌های با هد پایین رعایت نمود زیرا پیدا کردن یک طول اندازه‌گیری مستقیم با اندازه دلخواه به دلیل مجراهای عبور کوتاه در این نیروگاه‌ها مشکل می‌باشد و کاربرد روش گیبسون منجر به خطا دراندازه‌گیری دبی جرمی می‌گردد. بنابراین بررسی دقیق جریان در روش فشار-زمان می‌تواند در به‌کارگیری این روش در ماشین‌های با هد پایین کمک کننده باشد.

به منظور بهبود عملکرد روش فوق الذکر، افزایش دقت اندازه‌گیری دبی و گسترش محدوده کارکرد این روش، مطالعات تجربی، عددی و تئوری مختلفی انجام شده است. یکی از مطالعات تجربی توسط آدامکوفسکی و جانیکی [3] انجام شده که در آن به منظور حل مشکل عدم دسترسی به ابزارآلات اندازه‌گیری فشار از خارج از پنستاک، آن‌ها را در داخل پنستاک نصب نمودند و دقت دبی محاسبه شده را بررسی کردند. همچنین اثر لوله‌های

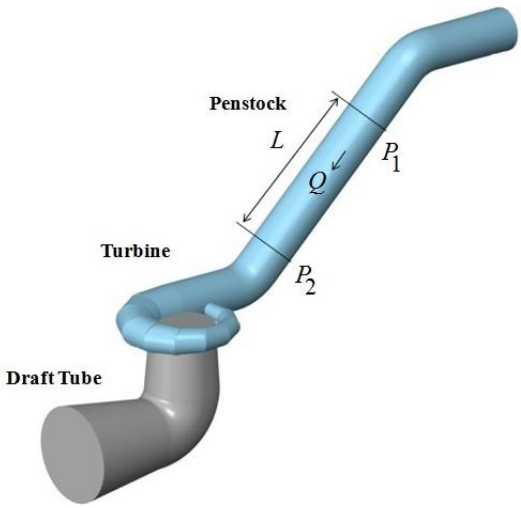


**Fig. 1** Schematic of the turbine penstock with measuring cross sections.

**شکل 1** تصویر شماتیک پنستاک توربین به همراه مقاطع اندازه‌گیری فشار

رابط بین سنسورهای فشار دیفرانسیل و ابزارآلات اندازه‌گیری مورد بررسی قرار گرفت و نشان داده شد که لوله‌های رابط اثر کمی بر روی اندازه‌گیری دبی دارد. این نتایج با بررسی‌های انجام شده توسط جانسون و همکاران [4] تایید گردید.

در راستای گسترش کارایی روش گیبسون به نیروگاه‌هایی با هد پایین، جانسون و همکاران [5] این روش را در خارج از محدودیت‌های عنوان شده در استاندارد IEC41 مورد مطالعه قرار دادند. سه طول اندازه‌گیری متفاوت $L = 3,\ 6, 9\ \mathrm{m}$ برای مقایسه در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که با کاهش طول اندازه‌گیری، عدم قطعیت نتایج افزایش می‌یابد.

اخیرا جانسون و همکاران [6] مطالعاتی را در خصوص روش فشار-زمان به‌عنوان یک روش مطلق به‌منظور اندازه‌گیری دبی در خارج از محدوده استاندارد انجام دادند. این روش همچنین به‌عنوان یک روش نسبی با اندازه‌گیری فشار بین سطح آزاد و مقطعی مشخص در داخل پنستاک بدون هیچ‌گونه آگاهی در خصوص هندسه دقیق آن مورد مطالعه قرار گرفت. اندازه‌گیری‌های فشار-زمان نسبی امکان رسیدن به نتایج دقیق را نشان می‌داد.

یکی از مسائل مهم در تعیین دبی در نیروگاه‌ها اندازه‌گیری دبی نشتی در هنگام بسته شدن پره‌های راهنما است. آدامکوفسکی و جانیکی [7]، دالهاگ و همکاران [8]، کاسترو و همکاران [9] و برتونی و همکاران [10] روش‌هایی را برای محاسبه دبی نشتی ارائه دادند.

تاثیر وجود زانویی در پنستاک بر روی مقادیر دبی اندازه‌گیری شده با روش گیبسون توسط آدامکوفسکی و همکاران [11] بررسی شده است. اهمیت این تحقیق در این بود که در صورت الزام بر اندازه‌گیری فشار در مجراهایی که به‌صورت مستقیم نیستند مقدار معادل فاکتور هندسی $C = \int_0^L dx/A(x)$ تغییر می‌کند. در تحقیقات آن‌ها مقدار معادل این فاکتور برای یک بخش پنستاک با زانویی محاسبه شده است که به‌کارگیری آن سبب بهبود نتایج اندازه‌گیری دبی در روش گیبسون استاندارد گردید.

به‌دلیل نبود ارتباط دقیق مابین زمانی که وسیله قطع جریان (شیر) از حرکت می‌ایستد و زمانی که جریان سیال قطع می‌شود، تعیین زمان دقیق قطع جریان مشکل می‌باشد که تاثیر مستقیمی بر روی زمان نهایی انتگرال‌گیری $t$ در معادله (1) دارد. برای غلبه بر این مشکل و بهبود دقت محاسبه دبی یک روش ریاضی توسط آدامکوفسکی و جانیکی [12] ارائه شده است. در این روش زمان به‌دست آمده به کمک انتگرال‌گیری محدود نوسانات آزاد فشار، با زمان به‌دست آمده توسط انتگرال‌گیری نامحدود که در استاندارد IEC41 [2] ارائه شده است جایگزین شده است.

در فرمولاسیون اولیه در معادله (1)، افت فشار هیدرولیکی با استفاده از معادله $\Delta P_{\mathrm{f}} = KQ^2$ محاسبه می‌شود. به منظور کاهش خطا در محاسبه افت فشار هیدرولیکی، آدامکوفسکی و جانیکی [12] رابطه جدیدی را که حساس به جهت جریان است $\Delta P_{\mathrm{f}} = KQ|Q|$ ارائه دادند. با وجود این ضریب $K$ که مرتبط با ضریب اصطکاک است مستقل از زمان بوده و باعث ایجاد خطای زیادی در محاسبه دبی می‌شود.

در روش فشار-زمان، جریان تحت تاثیر تغییرات غیردائم در طول بستن پره‌های راهنما و همچنین ضربه قوچ پس از قطع جریان قرار می‌گیرد. به کار بردن روابطی که برای ضریب اصطکاک در جریان حالت دائم توسعه یافته است، در جریان غیردائم می‌تواند با خطا همراه باشد. مسئله مهم برای مدل‌سازی این نوع از جریان توسعه مدل‌های اصطکاکی‌ای است که اثرات شرایط غیردائم را نیز در نظر بگیرد. اطلاعات بیشتر در خصوص توسعه این

مدل‌های اصطکاکی را می‌توان در مقاله گیداوی و همکاران [13] مشاهده نمود. همان‌گونه که در مقاله گیداوی و همکاران [13] اشاره شده است مدل‌های اصطکاک غیردائم برای شبیه‌سازی یک بعدی جریان در ضربه قوچ توسعه داده شده‌اند. اثر به کار بردن مدل اصطکاک غیردائم در روش فشار-زمان با استفاده از شبیه‌سازی یک بعدی توسط جانسون و همکاران [14] مورد مطالعه قرار گرفته است. براساس این مطالعه یک فرمولاسیون غیردائم برای ترم اصطکاک در روش فشار-زمان به‌کار گرفته شد. فرمولاسیون جدید عدم قطعیت در نتایج را در مقایسه با فرمولاسیون ضریب اصطکاک ارائه شده در روش فشار- زمان استاندارد تا 0.4% کاهش داد.

مطالعات عددی موجود در زمینه شبیه‌سازی روش فشار-زمان با استفاده از روش مشخصه‌ها و یا روش گودونف توسط جانسون و همکاران [4،14] انجام شده و جهت معتبرسازی آن از نتایج تجربی ارائه شده در مراجع [14،5] استفاده شده است. با وجود این به دلیل بسته شدن شیر، جریان در داخل لوله یک بعدی نیست. تغییر شکل و تفاوت پروفیل سرعت در نزدیک دیواره و در مرکز لوله نشان‌دهنده این واقعیت است، صائمی و همکاران [15]. علاوه بر این در شبیه‌سازی‌های یک بعدی، بررسی فیزیک جریان امکان‌پذیر نمی‌باشد. اخیرا صائمی و همکاران [16] روش فشار-زمان را به‌صورت دوبعدی و با استفاده از معادلات ناویر استوکس متوسط‌گیری شده غیردائم و مدل تلاطمی رینولدز پایین $k\text{-}\omega\ SST$ شبیه‌سازی نموده‌اند. جهت شبیه‌سازی حرکت شیر و کاهش دبی از مش متحرک استفاده گردیده است. هدف اصلی از تحقیقات انجام شده بررسی فیزیک جریان متلاطم غیردائم در روش فشار-زمان بود. نشان داده شد که بخشی از فرآیند کاهش جریان را می‌توان به صورت شبه دائم و مابقی را به صورت غیردائم در نظر گرفت. همچنین به دلیل دوبعدی بودن میدان جریان، در خصوص تغییر پروفیل‌های سرعت و مقادیر تلاطمی در طی زمان و همچنین میزان نفوذ تلاطم به داخل جریان نسبت به زمان بحث و بررسی گردید.

به‌دلیل کاربرد صنعتی این روش و نیاز به محاسبه دبی با دقت بالا و در کمترین زمان ممکن، استفاده از شبیه‌سازی یک بعدی می‌تواند راهگشا باشد و تخمین درست افت اصطکاکی در اندازه‌گیری دقیق دبی جریان از اهمیت به سزایی برخوردار است. ذکر این نکته ضروری است که تحقیقات در خصوص روش فشار-زمان برای اولین بار در داخل کشور انجام می‌گردد.

هدف از انجام این تحقیق بررسی اثر مدل‌های اصطکاکی توسعه یافته مختلف متناسب با جریان غیردائم بر روی محاسبه دبی است. بدین منظور افت اصطکاکی جریان با استفاده از ضریب اصطکاکی ثابت، شبه‌دائم و مدل‌های ارائه شده توسط دیلی و همکاران [17] و پزینگا [18] محاسبه شده و دقت دبی در حالت‌های مختلف مقایسه شده است. از کد عددی یک بعدی و روش گسسته‌سازی حجم محدود گودونف جهت شبیه‌سازی استفاده شده و به جهت معتبرسازی شبیه‌سازی‌ها، در ابتدا نتایج حاصل از کد توسعه یافته با داده‌های تجربی برگانت و همکاران [19] در پدیده ضربه قوچ مقایسه گردیده است و بهترین مدل‌های اصطکاکی مشخص شده‌اند. سپس نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان در روش فشار-زمان با نتایج تجربی ارائه شده توسط جانسون و همکاران [14] مقایسه شده و دبی جریان با در نظر گرفتن خطا محاسبه گردیده است. به‌منظور برطرف نمودن مشکل تعیین دقیق زمان نهایی انتگرال‌گیری در معادله (1) روش جدیدی پیشنهاد شده است.

## 2- اصول و روش‌ها

### 2-1- توصیف مسئله

در اولین قسمت از این مطالعه پدیده ضربه قوچ در داخل لوله شبیه‌سازی شده است و با نتایج تجربی برگانت و همکاران [19] مقایسه گردیده است. "شکل 2" مدار آزمایش مرتبط با اندازه‌گیری تغییرات فشار در حضور پدیده ضربه قوچ را نشان می‌دهد. اجزا اصلی مدار آزمایشگاهی مخزن، لوله و شیر است. هد در دسترس مخزن 32 m بوده و عدد رینولدز جریان $\mathrm{Re} = 3750$ می‌باشد. لوله از جنس مس با طول و قطر $L = 37.23\ \mathrm{m}$ و $D = 0.0221\ \mathrm{m}$ می‌باشد. جهت بستن جریان از شیر کره‌ای استفاده شده و مدت زمان بستن شیر $t_c = 0.009\ \mathrm{s}$ می‌باشد. دمای کارکرد $T = 15.4\ ℃$ می‌باشد. سرعت صوت $a = 1319\ \mathrm{m/s}$ محاسبه شده است.

در مرحله دوم از مطالعات، جریان در روش فشار-زمان در داخل یک لوله با سطح مقطع ثابت شبیه‌سازی شده و نتایج عددی به دست آمده با داده‌های تجربی جانسون و همکاران [14] مقایسه گردیده است. "شکل 3" مدار آزمایش مرتبط با اندازه‌گیری فشار در این روش را نشان می‌دهد. مدار آزمایش یک سیستم لوله‌کشی تحت جاذبه گرانشی است که دارای ماکزیمم دبی $Q = 0.41\ \mathrm{m^3/s}$ و هد در دسترس $H = 9.75\ \mathrm{m}$ می‌باشد. بخش اندازه‌گیری یک لوله از جنس فولاد ضد زنگ با قطر $D = 0.3\ \mathrm{m}$ و طول $L = 26.67\ \mathrm{m}$ می‌باشد. یک شیر دروازه‌ای جهت بستن جریان و کاهش دبی مورد استفاده قرار گرفته است. مدت زمان بستن شیر بین $4 - 5$ ثانیه در نظر گرفته شده است. یازده مقطع اندازه‌گیری فشار در طول لوله در نظر گرفته شده است که اولین مقطع به فاصله 3.7 m از بالادست شیر قرار گرفته است. مقاطع دیگر به فاصله یک متر از اولین مقطع قرار گرفته‌اند.

دبی انتخابی در نتایج تجربی مورد استفاده در تحقیق حاضر $Q = 0.16\ \mathrm{m^3/s}$ است که عدد رینولدز معادل آن $\mathrm{Re} = 6.7 \times 10^5$ می‌باشد. سرعت صوت محاسبه شده $a = 900\ \mathrm{m/s}$ می‌باشد. اندازه‌گیری فشار بین دو مقطع اندازه‌گیری با طول کمتر از 9 متر که کمتر از محدودیت عنوان شده در استاندارد می‌باشد انجام گردیده است. اولین مقطع اندازه‌گیری فشار در 3.7 m بالادست شیر قرار گرفته است و مقطع دوم به فاصله 9 m از مقطع اول قرار گرفته است.

### 2-2- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان ضربه قوچ در لوله مستقیم شامل معادلات پیوستگی و ممنتوم است که در زیر آورده شده است:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g}\frac{\partial V}{\partial x} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \tag{3}$$

که در آن $V$ سرعت متوسط جریان، $H$ هد پیزومتریک، $a$ سرعت صوت، $g$ شتاب گرانشی، $D$ قطر لوله و $f$ ضریب اصطکاک می‌باشد. جزییات استخراج معادلات بالا در گیداوی و همکاران [13] تشریح شده است.

سرعت صوت از معادله (4) محاسبه می‌گردد، کورتویچ [20].

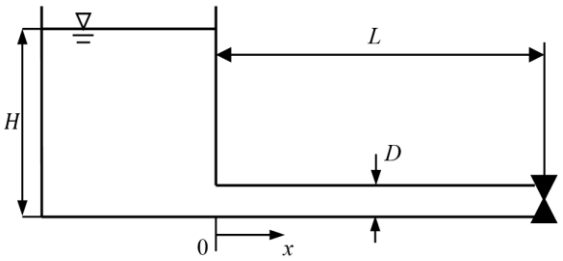


**Fig. 2** Schematic of experimental set up of Bergant et al. [19]

**شکل 2** تصویر شماتیک مدار آزمایش برگانت و همکاران [19]

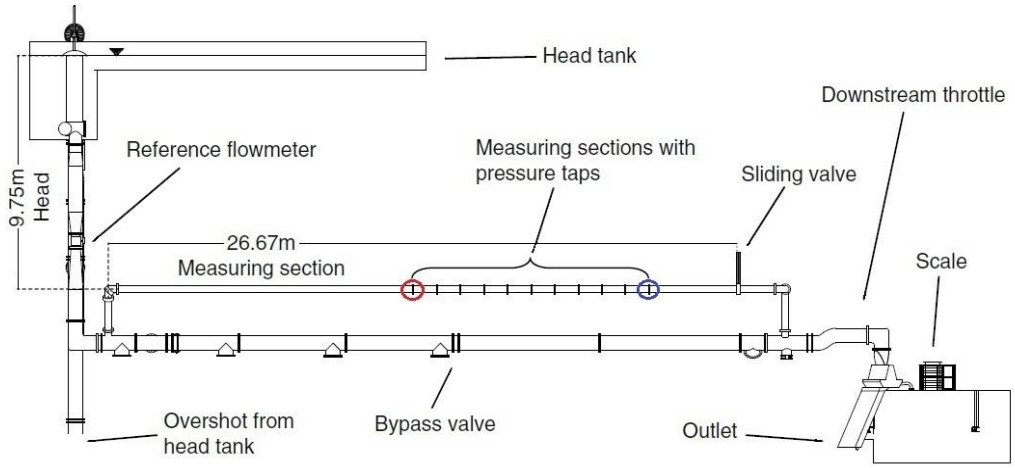


**Fig. 3** Jonsson et al. [14] experimental test rig, blue and red circles denote the cross section at 3.7 m and 12.7 m upstream of the valve.

**شکل 3** مدار آزمایش جانسون و همکاران [14]، دایره‌های آبی و قرمز به ترتیب نشان دهنده مقاطع اندازه‌گیری فشار در فاصله 3.7 m و 12.7 m بالادست شیر هستند.

$$a = \sqrt{\frac{K_f}{\rho\left(1+\frac{K_f D}{eE}\right)}} \tag{4}$$

که در آن $K_f$ مدول بالک، $E$ مدول یانگ الاستیسیته و $e$ ضخامت لوله است.

این معادلات در شبیه‌سازی جریان در روش فشار-زمان نیز کاربرد دارند با این تفاوت که زمان بسته شدن شیر در این روش در مقایسه با ضربه قوچ بیشتر است.

## 2-3- ضرائب اصطکاکی

به منظور محاسبه افت اصطکاکی در روش فشار-زمان، چندین مدل اصطکاکی در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته‌اند که در این قسمت به بحث در مورد آن‌ها پرداخته می‌شود:

### 2-3-1- ضریب اصطکاک ثابت

در این حالت فرض می‌شود که ضریب اصطکاک به کمک فرمول هالند [21]، $f_s = (-1.8\log((6.9/\mathrm{Re}) + ((\varepsilon / D)/3.7)))^{-2}$ به‌دست می‌آید. لازم به ذکر است که ضریب اصطکاک در کل زمان حل برابر با مقدار ثابت حالت دائم خواهد بود.

### 2-3-2- ضریب اصطکاک شبه دائم

در این حالت نیز فرض می‌شود که ضریب اصطکاک به‌کمک فرمول هالند [21]، $f_{qs} = (-1.8\log((6.9/\mathrm{Re}) + ((\varepsilon / D)/3.7)))^{-2}$ در جریان متلاطم و فرمول $f_{qs} = 64/\mathrm{Re}$ در جریان آرام به‌دست می‌آید. لازم به ذکر است که ضریب اصطکاک در طی فرآیند حل بسته به میزان عدد رینولدز به روزرسانی می‌شود.

### 2-3-3- مدل دیلی و همکاران [17]

در محاسبه افت اصطکاکی به روش دیلی و همکاران فرض می‌شود که افت اصطکاکی از مجموع افت اصطکاکی شبه‌دائم و غیردائم تشکیل شده است. در نتیجه ضرائب اصطکاک به‌صورت زیر خواهند بود.

$$f_t = f_{qs} + f_{us} \tag{5}$$

در این حالت نیز فرض می‌شود که ضریب اصطکاک شبه‌دائم از روش عنوان شده در بخش قبلی محاسبه می‌شود. جهت محاسبه ضریب اصطکاک غیردائم فرض می‌شود که تغییرات تنش برشی غیردائم به شتاب لحظه‌ای جریان وابسته است.

$$f_{us} = \frac{2kD}{V|V|}\left(\frac{\partial V}{\partial t}\right) \tag{6}$$

جهت محاسبه ضریب $k$ می‌توان از رابطه معرفی شده توسط وردی و براون [22] استفاده نمود.

$$k = \frac{\sqrt{C^*}}{2} \tag{7}$$

$C^*$ ضریب اضمحلال تنش وردی و براون [22] می‌باشد که برای جریان آرام $C^* = 0.00476$ و برای جریان متلاطم $C^* = 7.41/\mathrm{Re}^{\log(14.3/\mathrm{Re}^{0.05})}$ می‌باشد.

### 2-3-4- مدل پزینگا [18]

در مدل پیشنهادی توسط پزینگا [18] این‌گونه فرض شده است که در ضریب اصطکاک غیردائم علاوه بر شتاب لحظه‌ای، شتاب جابجایی نیز دخیل می‌باشد.

$$f_{us} = \frac{2kD}{V|V|}\left(\frac{\partial V}{\partial t} + a\left(\mathrm{sign}\left(V\frac{\partial V}{\partial x}\right)\right)\frac{\partial V}{\partial x}\right) \tag{8}$$

## 2-4- روش عددی

معادلات حاکم (2) و (3) که یک بعدی، غیرخطی و هذلولوی می‌باشند با استفاده از روش حجم محدود گودونف [23] گسسته‌سازی می‌شوند. شار عبوری از مرزهای حجم کنترل، که به سطح کنترل شناخته می‌شوند، با استفاده از حل دقیق مساله ریمان تقریب زده می‌شوند. فرم ماتریسی معادلات حاکم گسسته شده به صورت زیر نشان داده شده است:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = S \tag{9}$$

که در آن $u = \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix}$، $A = \begin{pmatrix} 0 & a^2/g \\ g & 0 \end{pmatrix}$ که $F = Au$ و $S = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{fV|V|}{2d} \end{pmatrix}$

از معادلات فوق بر روی حجم کنترل $i$ که از سطوح کنترل $i-1/2$ تا $i+1/2$ ادامه دارد انتگرال‌گیری شده و معادله (10) به‌دست می‌آید.

$$\frac{d}{dt}\int_{i-1/2}^{i+1/2} u dx + F_{i+1/2} - F_{i-1/2} = \int_{i-1/2}^{i+1/2} S dx \tag{10}$$

اگر $U$ مقدار میانگین $u$ در بازه $[i-1/2, i+1/2]$ باشد معادله (10) به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{F_{i+1/2} - F_{i-1/2}}{\Delta x} + \frac{1}{\Delta x}\int_{i-1/2}^{i+1/2} S dx \tag{11}$$

براساس روش گودونف شارهای ورودی و خروجی به سطوح مشترک بایستی از حل دقیق مسئله ریمان به‌دست آیند که در زیر آورده شده است:

$$\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{\partial F}{\partial x}=0 \rightarrow u(x)=\begin{cases} U_{\mathrm{L}}^{n} & for \quad x<x_{i+1/2} \\ U_{\mathrm{R}}^{n} & for \quad x>x_{i+1/2} \end{cases} \tag{12}$$

که در آن $U_{\mathrm{L}}^{n}$ و $U_{\mathrm{R}}^{n}$ به ترتیب مقدار میانگین $u$ در سمت چپ و راست سطح مشترک $i+1/2$ می‌باشد. حل دقیق معادله (12) در $i+1/2$ برای تمام نقاط داخلی $i$ و برای $t \in [t^n, t^{n+1}]$ به‌صورت زیر است. برای جزییات بیشتر می‌توان به ژاو و گیداوی [24] مراجعه نمود

$$u_{i+1/2}(t)=\begin{pmatrix} H_{i+\frac{1}{2}} \\ V_{i+\frac{1}{2}} \end{pmatrix}=\frac{1}{2}\begin{cases} (H_{\mathrm{L}}^{n}+H_{\mathrm{R}}^{n})+\dfrac{a}{g}(V_{\mathrm{L}}^{n}-V_{\mathrm{R}}^{n}) \\ (V_{\mathrm{L}}^{n}+V_{\mathrm{R}}^{n})+\dfrac{a}{g}(H_{\mathrm{L}}^{n}-H_{\mathrm{R}}^{n}) \end{cases} \tag{13}$$

به کمک معادله (13) شارهای جرم و ممنتوم در سطح مشترک $i+1/2$ برای تمام نقاط داخلی و برای $t \in [t^n, t^{n+1}]$ به‌صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$F_{i+1/2}=A_{i+1/2}u_{i+1/2} \tag{14}$$

برای محاسبه شار در بالادست جریان در جایی‌که $u_{1/2}=\begin{pmatrix} H_{1/2} \\ V_{1/2} \end{pmatrix}$ و $F_{1/2}=A_{1/2}u_{1/2}$ می‌باشد بایستی از بردار مشخصه منفی، معادله (15)، که اطلاعات حل را به خارج از دامنه حل هدایت می‌کند استفاده نمود.

$$H_{1/2}-\frac{a}{g}V_{1/2}=H_1-\frac{a}{g}V_1 \tag{15}$$

با توجه به این‌که هد مخزن مشخص است جهت محاسبه سرعت در بالادست از اطلاعات نقاط داخلی استفاده می‌شود. همین روند بایستی در خصوص محاسبه شار پایین دست به‌کار گرفته شود با این تفاوت که از بردار مشخصه مثبت، معادله (16)، که اطلاعات را در پایین دست به خارج از دامنه حل منتقل می‌کند بایستی کمک گرفته شود.

$$H_{N_x+1/2}+\frac{a}{g}V_{N_x+1/2}=H_{N_x}+\frac{a}{g}V_{N_x} \tag{16}$$

لازم به ذکر است که به منظور حل میدان جریان از روش گودونف مرتبه دوم استفاده شده است و البته در فرمولاسیون حل مرتبه دو از محدود کننده استفاده شده تا از ایجاد نوسانات غیرفیزیکی در طی حل جلوگیری گردد و در عین حال مرتبه دقت حل نیز بالا رود.

با معرفی $\sigma_j^n=(U_{j+1}^n-U_j^n)/\Delta x$ و $\sigma_{j-1}^n=(U_j^n-U_{j-1}^n)/\Delta x$ و با استفاده از محدود کننده MINMOD تقریب مقادیر $U_{\mathrm{L}}^n$ و $U_{\mathrm{R}}^n$ به‌صورت زیر خواهد بود، تورو [25].

در مرحله اول:

$$U_{i-(\frac{1}{2})^+}^{n}=U_i^n-0.5\Delta x\mathrm{MINMOD}(\sigma_j^n,\sigma_{j-1}^n) \tag{17}$$

$$U_{i+(\frac{1}{2})^-}^{n}=U_i^n+0.5\Delta x\mathrm{MINMOD}(\sigma_j^n,\sigma_{j-1}^n) \tag{18}$$

و در مرحله دوم خواهیم داشت:

$$U_{i-(\frac{1}{2})^+}^{n*}=U_{i-(\frac{1}{2})^+}^{n}+0.5\frac{\Delta t}{\Delta x}\left[F\left(U_{i-(\frac{1}{2})^+}^{n}\right)-F\left(U_{i+(\frac{1}{2})^-}^{n}\right)\right] \tag{19}$$

$$U_{i+(\frac{1}{2})^-}^{n*}=U_{i-(\frac{1}{2})^-}^{n}+0.5\frac{\Delta t}{\Delta x}\left[F\left(U_{i-(\frac{1}{2})^+}^{n}\right)-F\left(U_{i+(\frac{1}{2})^-}^{n}\right)\right] \tag{20}$$

در استفاده از محدود کننده موارد زیر بایستی رعایت گردد:

اگر $|\sigma_j^n|<|\sigma_{j-1}^n|$ و $\sigma_j^n\sigma_{j-1}^n>0$ باشد مقدار $\mathrm{MINMOD}(\sigma_j^n,\sigma_{j-1}^n)=\sigma_j^n$ خواهد بود. اگر $|\sigma_j^n|>|\sigma_{j-1}^n|$ و $\sigma_j^n\sigma_{j-1}^n>0$ باشد مقدار $\mathrm{MINMOD}(\sigma_j^n,\sigma_{j-1}^n)=\sigma_{j-1}^n$ خواهد بود. در صورتی که $\sigma_j^n\sigma_{j-1}^n<0$ باشد مقدار $\mathrm{MINMOD}(\sigma_j^n,\sigma_{j-1}^n)=0$ خواهد بود. شایان ذکر است زیرنویس $i+(1/2)^-$ نشان‌دهنده $x \rightarrow x_{i+(1/2)}$ است که $x<x_{i+(1/2)}$ می‌باشد و زیرنویس $i-(1/2)^+$ نشان دهنده $x \rightarrow x_{i-(1/2)}$ است که $x>x_{i+(1/2)}$ می‌باشد.

همچنین $U_{\mathrm{L}}^n=U_{i+(1/2)^-}^{n*}$ و $U_{\mathrm{R}}^n=U_{i+(1/2)^+}^{n*}$ می‌باشند. این روش، به عنوان روش ماسل-هانکوک[1] شناخته می‌شود، تورو [25].

به منظور حل معادلات نسبت به زمان از روش رانگ-گوتا مرتبه دو استفاده می‌شود. توضیحات بیشتر در خصوص فرمولاسیون این روش را می‌توان در ژاو و گیداوی [24] مطالعه نمود.

### 2-5- مدل‌سازی عددی

در شبیه‌سازی پدیده ضربه قوچ مطابق با مدار آزمایش برگانت و همکاران [19] لوله‌ای به طول 37.23 m و قطر 0.0221 m در نظر گرفته شده است. سرعت اولیه سیال، سرعت صوت و هد مخزن به ترتیب برابر با $V=0.2$ m/s، $a=1319$ m/s و $H=32$ m می‌باشد. تغییرات فشار در سطح مقطع وسط لوله و روی شیر با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند.

قطع کامل جریان در زمان 0.009 s با کمک شیر کره‌ای رخ می‌دهد که طبیعتا با توجه به نوع حرکت آن کاهش سرعت جریان در زمان مذکور به صورت خطی نخواهد بود. لذا شبیه‌سازی دقیق تغییرات فشار نیاز به استفاده از منحنی تغییرات سرعت جریان در انتهای لوله دارد. از آن‌جا که منحنی کاهش سرعت جریان در نتایج آزمایشی برگانت و همکاران [19] در دسترس نمی‌باشد می‌توان با شبیه‌سازی دقیق مدار آزمایش برگانت و همکاران [19] به‌صورت سه‌بعدی و غیردائمی و شبیه‌سازی حرکت شیر کره‌ای منحنی کاهش سرعت جریان را به‌صورت کاملا دقیق به‌دست آورد. "شکل 4" شبکه‌بندی و هندسه مورد استفاده جهت شبیه‌سازی سه‌بعدی را نشان می‌دهد. برای بررسی عدم وابستگی حل به شبکه، سه شبکه محاسباتی درشت، متوسط و ریز به ترتیب با تعداد سلول $5.3\times10^5$، $6.5\times10^5$ و $7.9\times10^5$ در نظر گرفته شده است که تفاوت چندانی مابین نتایج تغییرات فشار نسبت به زمان مشاهده نشده است. لذا از شبکه محاسباتی با مش متوسط برای ادامه شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است. طریقه حل میدان جریان، روش‌های گسسته‌سازی معادلات و مدل توربولانسی استفاده شده مطابق با موارد ارائه شده در صائمی و همکاران [16] می‌باشد. در ادامه تغییرات فشار حاصل از شبیه‌سازی سه بعدی با نتایج یک بعدی مقایسه شده است.

منحنی کاهش سرعت جریان به‌دست آمده از شبیه‌سازی سه بعدی در "شکل 5" نشان داده شده است.لازم به‌ذکر است که به‌منظور شبیه‌سازی یک بعدی پدیده ضربه قوچ که هدف این تحقیق می‌باشد دامنه حل به 186 سلول محاسباتی تقسیم شده است. البته شبیه‌سازی‌ها با 372 سلول محاسباتی نیز انجام شده است که تفاوت چندانی در نتایج مشاهده نشده است.

در بخش دوم که مرتبط با شبیه‌سازی جریان در روش فشار-زمان می‌باشد لوله‌ای به طول 40 m و قطر 0.3 m در نظر گرفته شده است. علاوه بر لوله مستقیم به طول 26.67 m که در آن اندازه‌گیری‌های فشار انجام می‌شود مدار آزمایش شامل لوله با قطرهای دیگر و همچنین اتصالاتی مانند زانویی می‌باشد که به‌منظور ساده‌سازی شبیه‌سازی، طول لوله برابر با 40 m در نظر گرفته شده است. این ساده‌سازی به گونه‌ای انجام شده است که پریود نوسانات ضربه قوچ در شبیه‌سازی مطابق با نتایج آزمایشگاهی باشد. براساس اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی، دبی حجمی برابر با $0.16\ \mathrm{m^3/s}$ و سرعت موج

[1] MUSCL-Hancock

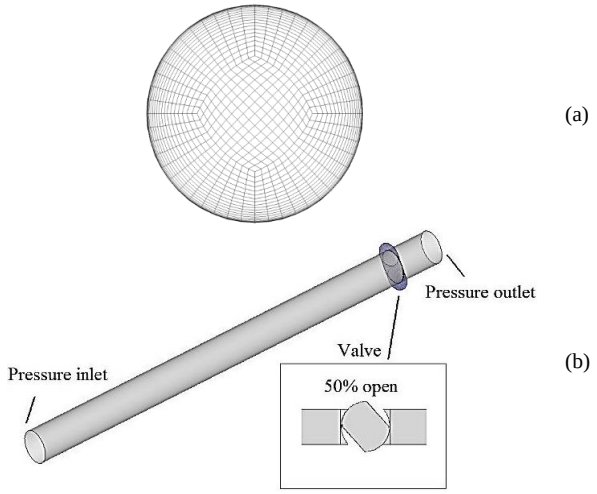


**Fig. 4** Pipe geometry: (a) Pipe cross-section mesh in 3D, (b) Ball valve geometry in 50% of valve closure

**شکل 4** هندسه لوله: (a) شبکه‌بندی مقطع لوله در شبیه‌سازی سه‌بعدی، (b) هندسه لوله با در نظر گرفتن شیر کروی نیمه باز

فشاری برابر با 900 m/s می‌باشد.

با توجه به ساده‌سازی انجام شده، مقاطع اندازه‌گیری فشار در مدار آزمایش به ترتیب درفاصله 27.3 m و 36.3 m از ابتدای لوله در هندسه شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند. همان‌گونه که قبلا عنوان شد جهت قطع جریان در آزمایشات از شیر دروازه‌ای استفاده شده است و در داده‌های تجربی موجود تنها مکان دروازه در داخل لوله نسبت به زمان مشخص بوده و منحنی کاهش سرعت جریان در دسترس نمی‌باشد. بنابراین می‌توان به کمک شبیه‌سازی سه بعدی جریان در روش فشار-زمان و استفاده از نتایج تجربی موجود در خصوص مکان دروازه، حرکت شیر دروازه‌ای را مدل‌سازی نمود و بدین طریق منحنی کاهش سرعت جریان را به دست آورد. "شکل 6" بخشی از هندسه مورد استفاده در شبیه‌سازی سه‌بعدی در نزدیک شیر را نشان می‌دهد. شبکه‌بندی در مقطع لوله مشابه با "شکل 4" می‌باشد. همانند شبیه‌سازی سه بعدی در ضربه قوچ عدم وابستگی حل به شبکه در این مورد نیز بررسی شده است.

طریقه حل میدان جریان، روش‌های گسسته‌سازی معادلات و مدل توربولانسی استفاده شده نیز مطابق با موارد ارائه شده در صائمی و همکاران

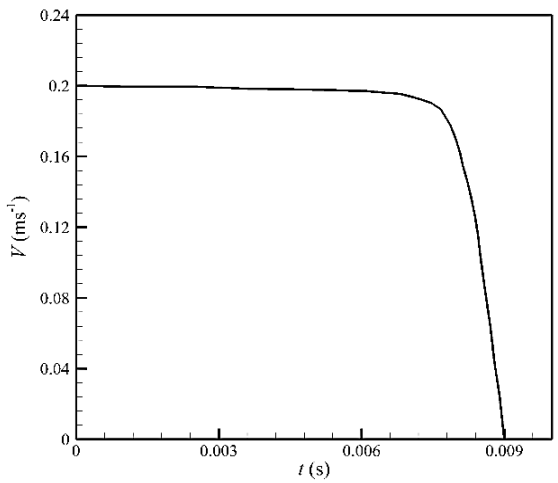


**Fig. 5** The flow rate reduction curve obtained from 3D simulations

**شکل 5** منحنی کاهش سرعت جریان نسبت به زمان به کمک شبیه‌سازی سه بعدی [16] می‌باشد و در ادامه تغییرات فشار حاصل از شبیه‌سازی سه بعدی با نتایج یک بعدی مقایسه شده است. "شکل 7" نشان‌دهنده منحنی کاهش سرعت جریان نسبت به زمان می‌باشد.

در شبیه‌سازی یک بعدی روش فشار-زمان، دامنه حل به 200 سلول محاسباتی تقسیم شده و نتایج آن‌ها با حل حاصل از به‌کارگیری 400 سلول محاسباتی مقایسه شده که تفاوت چندانی مشاهده نشده است. بنابراین در ادامه از نتایج شبیه‌سازی‌ها با 200 سلول محاسباتی استفاده می‌شود.

## 3- نتایج

در بخش اول ابتدا نتایج مدل‌سازی پدیده ضربه قوچ با در نظر گرفتن ضرائب اصطکاکی متفاوت عنوان شده در بخش قبل ارائه می‌گردد و مناسب‌ترین مدل‌ها شناسایی می‌شود. سپس نتایج مدل‌سازی روش فشار-زمان با در نظرگرفتن مدل‌های مناسب عنوان شده ارائه خواهد شد. در بخش دوم محاسبه دبی جریان با استفاده از ضرایب اصطکاکی ارزیابی خواهد شد. در پایان روشی جهت اندازه‌گیری دبی بدون نیاز به دانستن زمان دقیق بستن شیر ارائه می‌شود.

### 3-1- فیزیک جریان

"شکل 8" تغییرات فشار ایجاد شده در داخل لوله در نتیجه پدیده ضربه قوچ را به ترتیب در وسط لوله و بر روی شیر نشان می‌دهد.

شبیه‌سازی جریان و ارزیابی تغییرات فشار با در نظر گرفتن چندین مدل

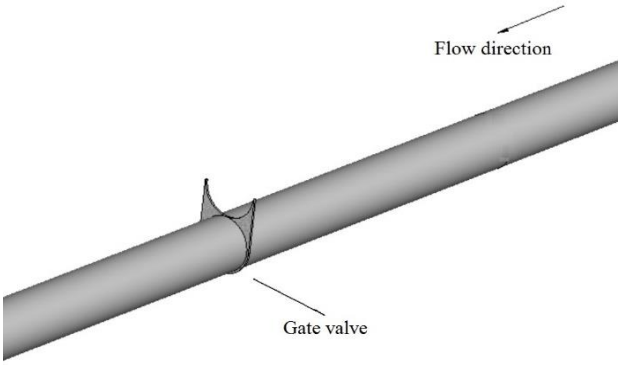


**Fig. 6** Part of the pipe geometry with gate valve

**شکل 6** بخشی از هندسه لوله به همراه شیر دروازه‌ای

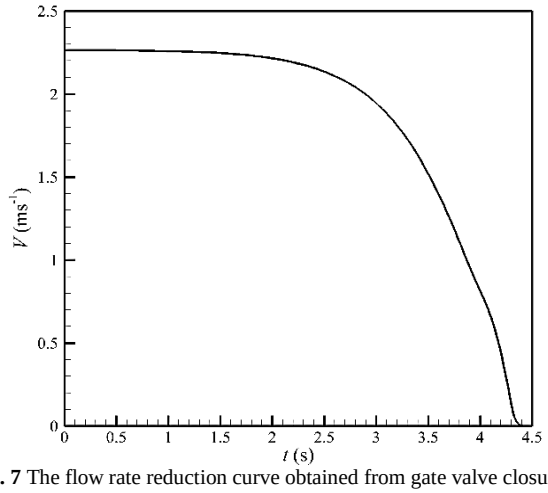


**Fig. 7** The flow rate reduction curve obtained from gate valve closure

**شکل 7** منحنی کاهش سرعت جریان نسبت به زمان ناشی از بسته شدن شیر دروازه‌ای

اصطکاکی شامل ضریب اصطکاک ثابت، شبه دائم، مدل اصطکاکی دیلی و همکاران و پزینگا انجام شده است که به ترتیب در جدول 1 آورده شده‌اند.

همان‌گونه که از تغییرات فشار در وسط لوله و بر روی شیر مشاهده می‌شود مدل‌های 1، 2 و 3 در پیش‌بینی تغییرات فشار تقریبا همانند یکدیگر عمل می‌نمایند و با افزایش زمان در پیش‌بینی مقادیر ماکزیمم و مینیممفشار روندی دور از نتایج تجربی را ارائه می‌دهند.

تفاوت مابین مدل‌های 1 و 2 با 3 در این است که مدل 3 اختلاف فازی کمتری نسبت به نتایج تجربی دارد که این مسئله به دلیل بکارگیری ضریب اصطکاکی است که شامل عبارت زمانی می‌باشد. مدل 4 که همان ضریب اصطکاک پزینگا می‌باشد و شامل عبارت شتاب جابجایی نیز می‌باشد در پیش‌بینی روند تغییرات فشار در مقایسه با نتایج تجربی و همین‌طور شبیه‌سازی سه بعدی عملکرد بهتری را نشان می‌دهد. با این وجود تفاوت فازی موجود مابین نتایج حاصل از شبیه‌سازی یک بعدی و سه بعدی به دلیل ساده‌سازی معادلات حاکم در حل یک بعدی می‌باشد. به دلیل عملکرد بهتر مدل اصطکاکی 4 در پیش‌بینی تغییرات فشار در ضربه قوچ در ادامه تحقیقات در زمینه شبیه‌سازی جریان در روش فشار-زمان از این مدل استفاده می‌گردد.

"شکل 9" تغییرات فشار نسبت به زمان را در روش فشار-زمان نشان می‌دهد. با توجه به بررسی‌های صورت گرفته در بخش قبل در خصوص ضریب‌های اصطکاکی، از مدل 4 به منظور شبیه‌سازی تغییرات فشار استفاده شده است. نتایج با نتایج تجربی موجود، جانسون و همکاران [14]، مقایسه شده است. همان‌گونه که در "شکل 9" نشان داده شده با در نظر گرفتن نرخ تغییر سرعت، "شکل 7"، این مدل اصطکاکی، توانایی پیش‌بینی تغییرات فشار را به خوبی نشان می‌دهد. تفاوت‌های ناچیز موجود مابین نتایج تجربی و عددی در پیش‌بینی مقادیر ماکزیمم و مینیمم تغییرات فشار و همچنین اختلاف فازی کم به دلیل ساده‌سازی در هندسه می‌باشد. واضح است که جهت شبیه‌سازی دقیق تغییرات فشار لازم است که مدار آزمایش به همراه سایر لوله‌کشی‌ها و اتصالات به صورت دقیق شبیه‌سازی شود.

### 3-2- محاسبات دبی

به‌منظور محاسبه دبی و اطمینان در خصوص پیدا نمودن بهترین مدل اصطکاکی که کمترین خطا را در محاسبه دبی ایجاد می‌کند از معادله (1) استفاده می‌شود. اختلاف فشار بین دو مقطع که در فواصل $x = 27.3$ m و $x = 36.3$ m قرار گرفته‌اند به‌دست آمده و افت اصطکاکی نیز مابین این دو مقطع اندازه‌گیری، با استفاده از متوسط‌گیری به دست می‌آید. لازم به ذکر است که در این بخش به منظور حذف عدم قطعیت موجود در نتایج تجربی، از تغییرات فشار به‌دست آمده از شبیه‌سازی سه بعدی در محاسبه دبی استفاده می‌گردد. افت اصطکاکی به کمک مدل‌های اصطکاکی که در جدول 1 آورده شده‌اند محاسبه می‌شود و سپس دبی جریان تقریب زده می‌شود. به منظور مقایسه بیشتر دبی جریان با استفاده از افت اصطکاکی به‌دست آمده از

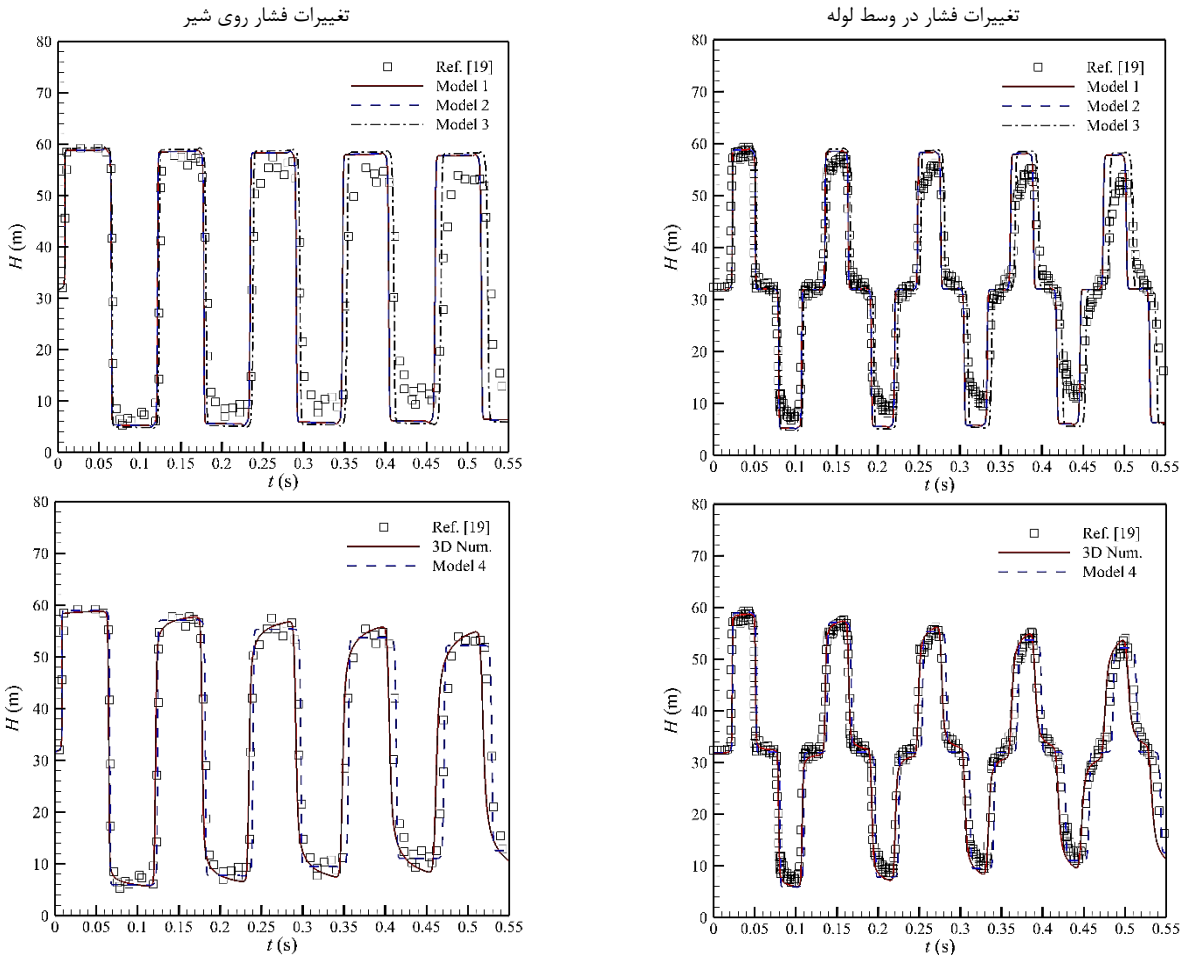


**Fig. 8** pressure variation in time considering 4 cases in Table 1

**شکل 8** تغییرات فشار نسبت به زمان با در نظر گرفتن 4 مدل افت اصطکاکی که در جدول 1 آورده شده اند.

**جدول 1** ضرائب اصطکاکی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی پدیده ضربه قوچ

**Table 1** The friction factors considered to simulate water hammer phenomenon

| شماره مدل | نوع مدل اصطکاکی |
|---|---|
| مدل 1 | ضریب اصطکاک ثابت |
| مدل 2 | ضریب اصطکاک شبه دائم |
| مدل 3 | مدل اصطکاکی دیلی و همکاران |
| مدل 4 | مدل اصطکاکی پزینگا |

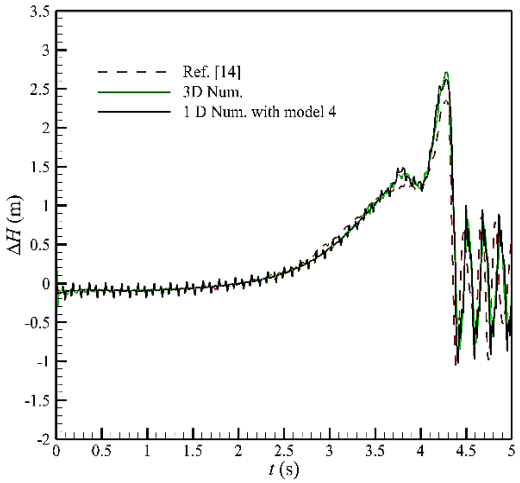


**Fig. 9** pressure variation with time in the pressure-time method considering model 4 in Table 1

**شکل 9** تغییرات فشار نسبت به زمان در روش فشار-زمان با در نظر گرفتن مدل 4 که در جدول 1 آورده شده اند.

شبیه‌سازی سه بعدی نیز محاسبه می‌شود. "شکل 10" خطای نسبی به‌دست آمده از محاسبه دبی را نشان می‌دهد که از رابطه $e(\%) = (Q - Q_0)/Q_0 \times 100$ به‌دست می‌آید. $Q_0$ دبی مرجع و $Q$ دبی محاسبه شده است. مشاهده می‌شود که کمترین میزان خطا در محاسبه دبی، به کمک شبیه‌سازی سه بعدی به‌دست می‌آید. بدیهی است که این میزان خطا از گسسته‌سازی معادلات حاکم و خطای گرد کردن اعداد در محاسبات دبی ایجاد می‌شود. بیشترین میزان خطا در محاسبه دبی هنگامی به دست می‌آید که از ضریب اصطکاک ثابت (مدل 1) مطابق با استاندارد IEC41 استفاده شود. استفاده از مدل اصطکاک شبه‌دائم (مدل 2) نتایج حاصل از تقریب دبی را تا حد زیادی بهبود می‌دهد تا جایی‌که حتی نتایج بهتری را نسبت به مدل 3 ارائه می‌دهد. با وجود این، مدل 2 در تقریب دبی در زمان‌های میانی قبل از بسته شدن شیر عملکرد ضعیفی را نشان می‌دهد، صائمی و همکاران [16]. مدل 4 که همان مدل اصطکاک پزینگا می‌باشد بهترین عملکرد و کمترین خطا در تقریب دبی را در شبیه‌سازی یک بعدی نشان می‌دهد. این مورد دقیقا با نتاج شبیه‌سازی شده تغییرات فشار در ضربه قوچ همخوانی دارد.

### 3-3- زمان نهایی انتگرال‌گیری

همان‌گونه که پیشتر عنوان گردید به‌دلیل عدم وجود هماهنگی دقیق مابین زمان ایست کامل وسیله قطع جریان و زمانی که جریان قطع می‌شود پیدا نمودن زمان نهایی انتگرال‌گیری $t$، مطابق معادله (1)، یکی از مسائل مهم در تعیین دبی با کمترین میزان خطا می‌باشد. بدین منظور دو روش در تحقیقات ارائه شده است که در این‌جا نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد. به علاوه روش

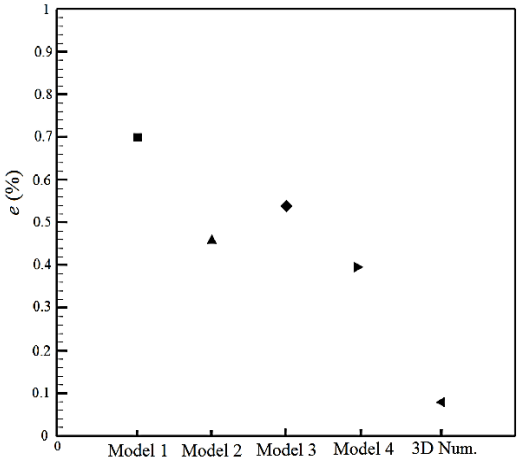


**Fig. 10** Calculated error of flow rate estimation using the friction factors in Table 1, ■ Model 1, ▲ Model 2, ◆ Model 3, ▶ Model 4, ◀ 3D Num

**شکل 10** خطای محاسبه شده از تقریب دبی با استفاده از مدل‌های اصطکاکی جدول 1، ■ مدل 1، ▲ مدل 2، ◆ مدل 3، ▶ مدل 4 و ◀ شبیه‌سازی سه بعدی

پیشنهادی جدیدی نیز ارائه شده که در این بخش بدان اشاره می‌گردد:

a)- روش تشریح شده در استاندارد IEC41: زمان به‌دست آمده از این طریق از حالتی که زمان دقیق بسته شدن شیر مشخص است بزرگتر می‌باشد. در این روش نقطه مرجعی روی دیاگرام فشار-زمان انتخاب می‌شود که از برخورد اولین ماکزیمم موج ضربه قوچ روی محور زمان به دست می‌آید.

b)- زمان بسته شدن شیر براساس روش آدامکوفسکی و جانیکی [12] انتخاب می‌شود. آدامکوفسکی و جانیکی سعی نمودند تا نقطه انتگرال‌گیری عنوان شده در استاندارد را تصحیح نماید. زمان انتگرال‌گیری عنوان شده توسط این روش کمتر از استاندارد به دست می‌آید.

c)- بعد از بسته شدن شیر پدیده ضربه قوچ اتفاق می‌افتد و سبب می‌شود که فشار در داخل لوله به صورت پریودیک مستهلک شود. اگر مساحت بالا و پایین منحنی فشار بعد از بسته شدن شیر به گونه‌ای انتخاب گردد که یگدیگر را خنثی نمایند انتخاب زمان‌های طولانی‌تر به منظور انتگرال‌گیری از منحنی فشار-زمان هیچ‌گونه تاثیری بر روی دقت دبی محاسبه شده نخواهد داشت. با این حال همان‌گونه که توضیح داده شد تعیین دقیق زمان نهایی قطع جریان ممکن است مشکل باشد. بنابراین می‌توان از منحنی فشار-زمان زمانی انتگرال‌گیری نمود که موج فشاری کاملا مستهلک شده باشد در این صورت مساحت‌های بالا و پایین منحنی فشار بعد از بسته شدن شیر کاملا یکدیگر را خنثی می‌نمایند و امکان ورود خطا به داخل محاسبات دبی به حداقل می‌رسد.

همان‌گونه که در بخش قبلی اشاره گردید به منظور محاسبه دبی از تغییرات فشار به دست آمده از شبیه‌سازی سه بعدی جریان در روش فشار-زمان استفاده شد. با وجود این بررسی روش (c) نیاز به شبیه‌سازی دقیق تغییرات فشار تا زمان اضمحلال کامل موج‌های فشاری دارد که امری بسیار هزینه‌بر و زمانبر است (مدت زمان شبیه‌سازی حداقل 4 ماه). بنابراین در این بخش از تغییرات فشار به دست آمده از شبیه‌سازی یک بعدی با استفاده از مدل اصطکاکی 4 که در بخش قبل به‌عنوان بهترین مدل شناخته شد استفاده می‌شود. بدیهی است که در حل معادلات حاکم همواره رابطه‌ای تعادلی مابین تغییرات فشار و افت اصطکاکی و تغییرات سرعت وجود خواهد داشت. بنابراین، خطای دبی محاسبه شده با دانستن زمان دقیق بسته شدن شیر معادل خطای گسسته سازی و خطای گرد کردن مقادیر خواهد بود که

معمولا مقدار پایینی می‌باشد.

"شکل 11" خطای محاسبه شده از تقریب دبی به کمک سه روش عنوان شده (a)، (b) و (c) در محاسبه زمان نهایی انتگرال‌گیری و همین‌طور با فرض دانستن زمان دقیق بسته شدن شیر را نشان می‌دهد.

همان‌گونه که در "شکل 11" نشان داده شد و در بالا نیز اشاره گردید با فرض دانستن زمان دقیق بسته شدن شیر خطای محاسبه شده مقدار بسیار پایینی دارد که دلیل آن در بالا توضیح داده شد. همچنین روش (a) بیشترین مقدار خطا را نشان می‌دهدکه نشان دهنده این است که روش پیشنهادی توسط استاندارد IEC41 با خطا همراه است. روش (b) که روش ارائه شده توسط آدامکوفسکی و جانیکی [12] می‌باشد خطای موجود در روش پیشنهادی توسط استاندارد را تا حد زیادی بهبود می‌بخشد. با وجود این روش (c) بهترین میزان دقت با خطایی قابل مقایسه با خطای محاسبه شده با فرض زمان دقیق بسته شده شیر را ارائه می‌دهد بنابراین به نظر می‌رسد که روش پیشنهادی جدید بسیار موفق عمل نموده است.

## 4- نتیجه گیری

در این مقاله روش فشار-زمان با استفاده از حل معادلات یک بعدی ضربه قوچ شبیه‌سازی شده است. هدف پیدا نمودن بهترین مدل اصطکاکی است که دبی را با کمترین خطا محاسبه نماید. بدین منظور ضرائب اصطکاک مختلف شامل ضریب اصطکاک دائم، شبه دائم، دیلی و همکاران و پزینگا در نظر گرفته شده‌اند. به‌منظور اعتبارسنجی کد یک بعدی و بررسی بهترین مدل‌های اصطکاکی در ابتدا شبیه‌سازی‌ها با در نظر گرفتن پدیده ضربه قوچ انجام شده و مدل‌هایی که بهترین تطابق را با داده‌های تجربی نشان می‌دهند مشخص شده‌اند. بهترین مدل ارائه شده مدل اصطکاکی پزینگا می‌باشد. نشان داده شد که بهترین مدل اصطکاکی در تقریب دبی نیز همین مدل می‌باشد. در مقابل تقریب جریان با استفاده از مدل اصطکاکی دائم بیشترین خطا را نشان داد. علاوه بر این روشی جدید در انتگرال‌گیری از نمودار فشار-زمان به منظور محاسبه دبی ارائه شد که نیاز به دانستن زمان دقیق بسته شدن شیر را برطرف می‌نماید.

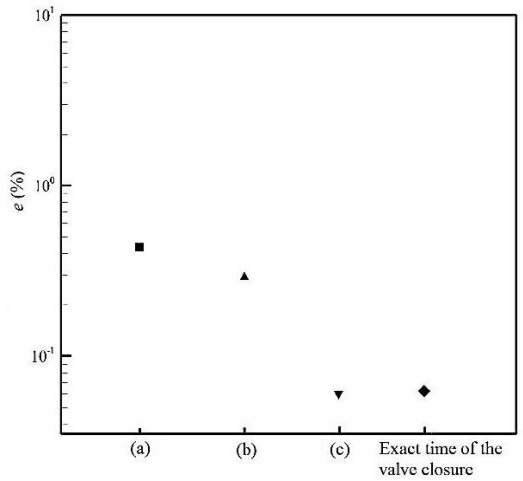


**Fig. 11** Calculated error of the flow rate estimation using three methods (a), (b) and (c) to find the upper integration time and the exact time of the valve closure, ■ method a, ▲ method b, ▼ method c and ◆ exact time of the valve closure

**شکل 11** خطای محاسبه شده از تقریب دبی با استفاده از سه روش عنوان شده (a)، (b) و (c) و در نظر گرفتن زمان دقیق بسته شدن شیر، ■ روش (a)، ▲ روش (b)، ▼ روش (c) و ◆ زمان دقیق بسته شدن شیر

## 5- مراجع

[1] M. Cervantes, G. Andree, P. Klason, J. Sundstrom, *Flow Measurements in Low-Head Hydro Power Plants*, Elforsk report 12:61, Sweden, 2012 .
[2] *IEC41, International Standard – Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines*, Third Edition, pp. 147-163, Geneva, International Electrotechnical Commision, 1991.
[3] A. Adamkowski, W. Janicki, A new approach to using the classic Gibson method to measure discharge, *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, Vol. 123, pp. 57-70, 2011.
[4] P. P. Jonsson, M. J. Cervantes, M. Finnstrom, Numerical investigation of the Gibson method- Effects of connecting tubing, *Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, October 24-26, 2007.
[5] P. P. Jonsson, J. Ramdal, M. J. Cervantes, Experimental investigation of the Gibson's method outside standards, *24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz do Iguacu, Brazil, October 27-31, 2008.
[6] P. P. Jonsson, M. J. Cervantes, *Development of the pressure-time method as a relative and absolute method for low-head hydraulic machines*, Elforsk report, Sweden, 2013.
[7] A. Adamkowski, W. Janicki, A method for measurement of leakage through closed turbine wicket gates, *Proceeding of HYDRO2009, International Conference and Exhibition*, Lyon, France, October 26-28, 2009.
[8] O. G. Dahlhaug, T. K. Nielsen, B. Brandastro, H. H. Franco, E. J. Wiborg, H. Hulaas, Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurements on a low head turbine, *6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements*, Portland, Oregon, USA, July 30 –August 1, 2006.
[9] L. Castro, G. Urquiza, A. Adamkowski, M. Reggio, Experimental and numerical simulations predictions comparison of power and efficiency in hydraulic turbine, *Publishing Corporation Modeling and Simulation in Engineering*, Vol. 2011, pp. 1-8, 2011.
[10] E. C. Bortoni, A. H. M. Santos, On the leakage flow measurement in Gibson method applied for hydro power plant, *Proceeding of the WSEAS International Conference*, Miami, Florida, USA, April 21-23, 2004.
[11] A. Adamkowski, Z. Krzemianowski, W. Janicki, Improved discharge measurement using the pressure-time method in a hydropower plant curved penstock, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, No. 5, pp. 053003-1-053003-6, 2009, doi:10.1115/1.3078794
[12] A. Adamkowski, W. Janicki, Selected problems in calculation procedures for the Gibson discharge measurement method, *Proceeding of 8th International Conference. on Hydraulic Efficiency Measurement–IGHEM*, Roorkee, India, October 21-23, 2010.
[13] M. Ghidaoui, M. Zhao, D. A. Mclnnis, D. H. Axworthy, A review of water hammer theory and practice, *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 58, No. 1, pp. 49-76, 2005.
[14] P. P. Jonsson, J. Ramdal, M. J. Cervantes, Development of the Gibson method-unsteady friction, *Journal of Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 23, No. 1, pp. 19-25, 2012.
[15] S. D. Saemi, M. Raisee, M. Cervantes, A. Nourbakhsh, Computation of laminar and turbulent water hammer flows, *11th World Congress on Computational Mechanics (WCCM XI), 5th European Conference on Computational Mechanics (ECCM V), 6th European Conference on Computational Fluid Dynamics (ECFD VI)*, Barcelona, Spain, July 20-25, 2014.
[16] S. D. Saemi, M. J. Cervantes, M. Raisee, A. Nourbakhsh, Numerical investigation of the pressure-time method, *Journal of Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 55, pp. 44-58, 2017, https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2017.05.003.
[17] J. W. Daily, W. L. Hankey, R. W. Olive, J. M. Jordaan, Resistance coefficients for accelerated and decelerated flows through smooth tubes and orifices, *Transactions of ASME*, Vol. 78, pp. 1071–1077, 1956.
[18] G. Pezzinga, Evaluation of unsteady flow resistances by quasi-2D or 1D models, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 26, No. 10, pp. 778–785, 2000.
[19] A. Bergant, A. R. Simpson, J. Vitkovsky, Developments in unsteady pipe flow friction modeling, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 39, No. 3, pp. 249–257, 2001.
[20] D. J. Korteweg, Uber die fortpflanzungsgeschwindigkeit des schalles in elastischen rohren, *Annalen der Physik*, Vol. 5, No. 12, pp. 525–542, 1878.
[21] S. E. Haaland, Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 105, No. 1, pp. 89–90, 1983.
[22] A. E. Vardy, J. M. B. Brown, On turbulent, unsteady, smooth-pipe flow, *Proceeding of International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients*, BHR Group, Harrogate, England, pp. 289-311, 1996.
[23] S. K. Godunov, A difference scheme for numerical computation of discontinuous solutions of hydrodynamic equations, *Matematicheskii, Sbornik*, Vol. 47, No. 89, pp. 271–300, 1959.
[24] M. Zhao, M. Ghidaoui, Godunov-Type Solutions for Water Hammer Flows, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 130, No. 4, pp. 341-348, 2004.
[25] E. F. Toro, *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics*, Third Edition, pp. 504-511, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2009.