Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(7) (2021) 989-992
DOI: 10.22060/mej.2020.18624.6865

Numerical simulation of water hammer in various fluids due to a fast valve closure

R. Mohammadi* , M. Aghaei

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran

ABSTRACT: The sudden changes of boundary conditions in the fluid transmission lines cause a transient flow, which is called water hammer. In this paper, the water hammer resulting from the fast closure of a valve in pipelines is simulated using numerical solution of continuity and Navier-Stokes equations. Simulation has been performed for a high-viscosity oil and for water. The initial flow regime for oil is laminar and for the water is turbulent. The obtained results are compared with the reported experimental data and a good agreement is observed. Velocity contours at different times show two regions with different behavior: the wall region and the pipe core region. In the wall region, the effects of fluid viscosity are dominant, the velocity gradients are sharper, and flow changes more rapidly. While the pipe core region is affected by fluid inertial forces. As the fluid viscosity decreases, the core region becomes more dominant. In addition, a parametric study has been conducted and the effect of different parameters on water hammer has been studied. The results show that by reducing the thickness or length of the pipe, or using a pipe with a lower elastic modulus, the water hammer effects can be significantly reduced. For example, by reducing the length of the pipe from 60 to 18 meters, the maximum pressure decreases by 11%.

Review History:

Received: Jun. 22, 2020
Revised: Oct. 10, 2020
Accepted: Nov. 14, 2020
Available Online: Nov. 26, 2020

Keywords:

Water hammer
Transient flow
Compressible flow
Numerical simulation
Pressure waves

1. INTRODUCTION

Water hammer is a transient hydraulic phenomenon that occurs when the fluid velocity is altered due to failure or handling of hydraulic devices (valves, turbines, etc.). The water hammer propagates as pressure wave along the pipeline and produces significant rise and drop of pressure. In order to prevent excessive pressure buildup in pipelines which cause pipeline damage, understanding the physics behind the water hammer phenomenon is very important. Most of the research on water hammer has been conducted either experimentally [1,2] or numerically using the method of characteristics (MOC) [3-4]. MOC is a one-dimensional (1D) method which ignores the effects of transient wall shear stress. However, water hammer is a complex fast transient flow which unsteady friction plays an important role. Therefore, traditional one dimensional MOC fails in the prediction of damping of wave fronts accurately. More precise prediction of the water hammer phenomena requires to employ full Navier–Stokes equations [5-7].

In the current paper, the 3D predictions of water hammer in a straight pipe resulting from fast valve closure are presented. Simulation is carried out using CFD based on unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes (URANS) equations and without any change in the nature of the governing equations. In comparison with other studies, the water hammer in two fluids with two different Reynolds numbers is investigated and the effect of flow regime on the water hammer is discussed. In addition, 2D axisymmetric simulation results are compared with experimental data the accuracy of 2D simulations is presented. Moreover, the effects of pipe thickness, pipe material and pipe length on the water hammer are investigated and discussed.

*Corresponding author's email: r-mohammadi@araku.ac.ir

2. MODEL DESCRIPTION

A schematic diagram of the geometry considered for the water hammer simulations is depicted in Fig. 1. Operating conditions and geometrical parameters are chosen based on the experimental set-up [1]. The pressure variations in the middle (point *A*) and at the end (point *B*) of the pipe are measured. For compressible transient flows, the conservation laws of mass and momentum are given by:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\right)\right] - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i' u_j'}\right) \tag{2}$$

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

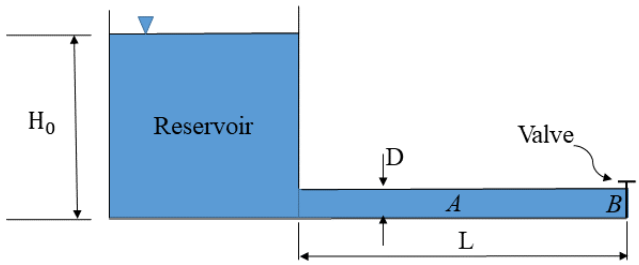


Fig. 1. Schematic of the studied geometry

For numerical simulations, first steady-state is simulated using the pressure inlet and the pressure outlet boundary conditions. When the solution converged, the downstream boundary is swift to wall boundary and the simulation continued with the unsteady scheme so that the water hammer phenomena is achieved. The numerical computation is carried out by solving the governing conservation equations along with the boundary conditions using general purpose finite volume based code, FLUENT. The grid independency for both 2D and 3D simulations is examined and insured. The time step of the transient solution is 10^{-4} s.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 2 shows the pressure fluctuation at points *A* and *B* resulting from experiments and 2D and 3D simulations for oil flow. Time and pressure are depicted in the dimensionless forms. As clearly seen in Figure 2, the 3D simulation results are in excellent agreement with the experimental data of Holmboe et al. [1]. 2D and 3D results are almost the same in the first period. However, the difference between 2D simulation results and experimental data becomes more significant from the second period. Maximum relative error for 3D simulation is 11% and for 2D simulation is 18%.

Fig. 3 compares the experimental results with simulation predictions for water flow. 3D results and experimental data are very consistent and maximum relative error is 5%, while for the 2D simulation maximum relative error is 20%.

Comparing Figs. 2 and 3 shows that increasing the Reynolds number increases discrepancies between 2D and 3D simulation results. Therefore, water hammer simulation in turbulent flows requires 3D computations. In addition, Fig. 2 shows that the second pressure rise for oil flow is not as steep as the first pressure rise, which means that the wave propagation is affected by viscous dissipation effects. In the second pressure rise, pressure wave is losing the square-shape and is becoming more S-shape. Along with the comparison for water flow in Fig. 3, it becomes clear that wave damping in water flow is not as significant as oil flow and the amplitude and square shape is preserved for several cycles, indicating good reflection properties and small energy losses in the water flow.

In order to present a closer look at the characteristics of water hammer flow and analyze the transient flow dynamics, the velocity contours and streamlines obtained from 3D calculations for water flow are displayed in Fig. 4. It can be seen that at t=0 the velocity contour is similar to the fully-developed velocity profile. After valve closure at t=0, the generated pressure wave travels toward the constant head reservoir and reaches the reservoir at $t=T/4$=0.026 s. At $0<t<T/4$ the velocity contours show a reverse flow near the pipe wall. After that, the pressure wave is reflected and travels back as the head in the pipe equals to the reservoir level and arrives at the valve at $t=T/2$. For the times between $T/4<t<T/2$ the flow direction is becoming reversed from the valve toward the reservoirs. Then the pressure wave travels back

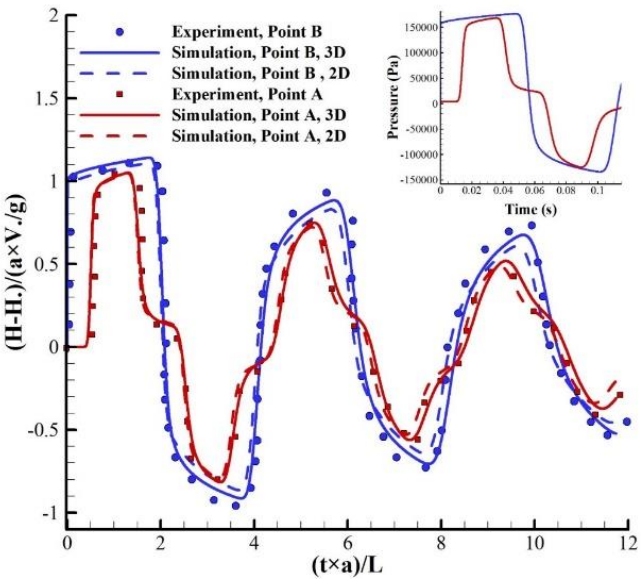


Fig. 2. Comparison of experimental results with 2D and 3D simulation predictions at points *A* and *B* for oil flow

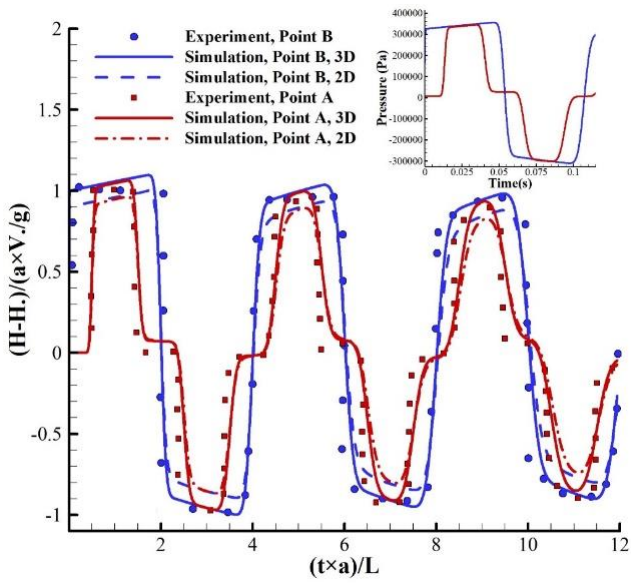


Fig. 3. Comparison of experimental results with 2D and 3D simulation predictions at points *A* and *B* for water flow

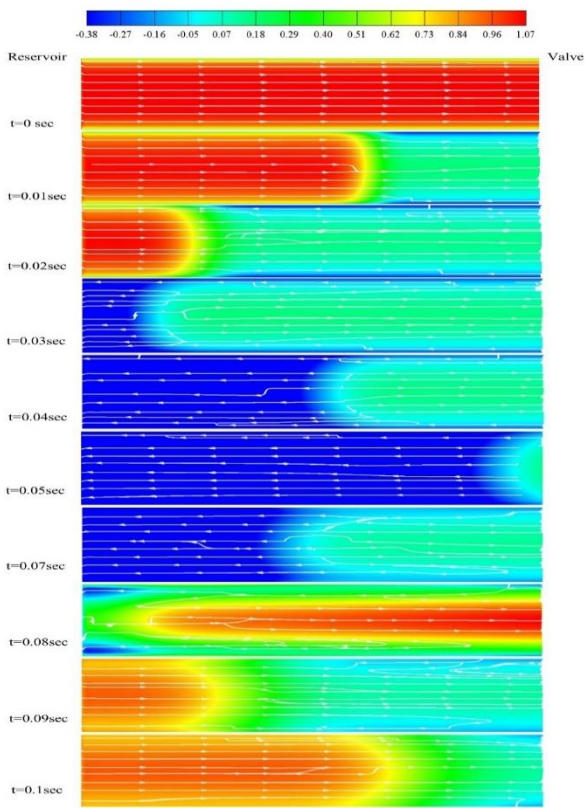


Fig. 4. Axial velocity contours and streamlines from 0 s to 0.1 s in the middle section of the pipe for water flow

to the reservoir, reaching the reservoir at t=3T/4 and again travels toward the valve and reaches the valve at t=T=0.107 s. During this time interval, the direction of the velocity vectors is again toward the valve.

4. CONCLUSIONS

This work reports on simulation of water hammer generated by the valve fast closure in two different fluids; a high-viscosity oil and water. The full Navier-Stokes equations are used to simulate water hammer phenomenon in the laminar and turbulent regimes using finite volume method. The flow is considered to be compressible and the effect of pipe elasticity is taken into account. The 3D simulation results for both fluids are found to be in good agreement with the reported experimental data in the literature. However, the accuracy of the 2D axisymmetric simulation results decreases by increasing the Reynolds number. Pressure variations over time in different sections of the pipe show that the maximum pressure is created at the valve location. The pressure rise in other parts of the pipe, due to the effects of transient wall shear stress and viscous dissipation, is reduced. Furthermore, the performed parametric study demonstrates that by using a pipe with a lower elastic modulus, and reducing the thickness or length of the pipe, the water hammer effects can be significantly reduced. By reducing the pipe thickness from 7 to 3 millimeters, the maximum pressure decreases by 5% and reducing the length of the pipe from 60 to 18 meters, decreases the maximum pressure by 11%.

REFERENCES

[1] E. L. Holmboe, W. T. Rouleau, The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines, Journal of Basic Engineering, 89(1) (1967) 174-180.

[2] A. Kodura, An Analysis of the Impact of Valve Closure Time on the Course of Water Hammer, Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics, 63(1) (2016) 35–45.

[3] A. Bergant, A. S. Tijsseling, J. P. Vítkovský, D. I. C. Covas, A. R. Simpson, M. F. Lambert, Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing-Part 1: Mathematical tools, Journal of Hydraulic Research, 46(3) (2008) 373–381.

[4] M. Kandil, A.M. Kamal, T.A. El-Sayed, Effect of Pipes materials on Water Hammer, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 179 (2019) 103996.

[5] J. Fernández-Pato, P. García-Navarro, Finite volume simulation of unsteady water pipe flow, Drinking Water Engineering and Science, 7(2) (2014) 83–92.

[6] U. Naik, D. S. Bhat, Water Hammering Effects in Pipe System and Dynamic Stress Prediction, International Journal of Emerging Research in Management &Technology, 4 (2015) 2278-9359.

[7] C. Wang, H. Nilsson, J. Yang, O. Petit, 1D–3D Coupling for Hydraulic System Transient Simulations, Computer Physics Communications, 210 (2017) 1–9.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Mohammadi, M. Aghaei, Numerical simulation of water hammer in various fluids due to a fast valve closure , Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 989-992.

DOI: 10.22060/mej.2020.18624.6865

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۷، سال ۱۴۰۰، صفحات ۴۱۷۱ تا ۴۱۸۸
DOI: 10.22060/mej.2020.18624.6865

شبیه‌سازی عددی ضربه قوچ ناشی از بستن سریع شیر در سیالات مختلف

رفعت محمدی*، محمد آقائی

مهندسی مکانیک، دانشگاه اراک، اراک، ایران

خلاصه: تغییر ناگهانی شرایط مرزی در خطوط انتقال سیالات مانند باز و بسته شدن شیرها یا قطع و وصل پمپ‌ها باعث ایجاد جریان گذرایی می‌شود که اصطلاحا ضربه قوچ نام دارد. در این مقاله، ضربه قوچ ناشی از بستن سریع شیر در یک خط لوله با استفاده از حل عددی معادلات پیوستگی و اندازه حرکت شبیه‌سازی شده‌است. شبیه‌سازی برای یک روغن با لزجت زیاد و برای آب انجام شده که رژیم اولیه در جریان روغن آرام و در جریان آب، آشفته بوده‌است. نتایج به‌دست‌آمده با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و برای هر دو جریان، تطابق خوبی میان نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی در زمان‌های مختلف به‌دست‌آمده‌است. کانتورهای سرعت سیال در زمان‌های مختلف، دو ناحیه با رفتار متفاوت را در جریان گذرا نشان داده‌است. ناحیه مجاور جداره لوله و ناحیه محور لوله. در ناحیه مجاور لوله تأثیرات لزجت سیال غالب بوده، گرادیان‌های سرعت بزرگتر است و تغییرات سرعت سریعتر رخ می‌دهد. در حالیکه ناحیه محور لوله تحت تأثیر نیروهای اینرسی سیال است. با کاهش لزجت و افزایش عدد رینولدز، ناحیه محور لوله بزرگتر می‌شود. همچنین مطالعه پارامتری انجام‌شده و تأثیر پارامترهای مختلف بر شدت ضربه قوچ مطالعه شده‌است. نتایج به‌دست‌آمده نشان داده که می‌توان با کاهش ضخامت و طول لوله و یا استفاده از لوله با مدول الاستیسیته کمتر، شدت ضربه قوچ را به میزان قابل توجهی کاهش داد. به‌طور مثال با کاهش طول لوله از ۶۰ متر به ۱۸ متر، شدت ضربه قوچ ۱۱ درصد کاهش می‌یابد.

تاریخچه داوری:
دریافت:۱۳۹۹/۰۴/۰۲
بازنگری:۱۳۹۹/۰۷/۱۹
پذیرش:۱۳۹۹/۰۸/۲۴
ارائه آنلاین:۱۳۹۹/۰۹/۰۷

کلمات کلیدی:
ضربه قوچ
جریان گذرا
جریان تراکم‌پذیر
شبیه‌سازی عددی
امواج فشاری.

۱- مقدمه

ضربه قوچ از مهم‌ترین پدیده‌های هیدرولیکی است که در صورت وقوع در لوله‌ها و مجاری تحت فشار، باعث بروز مشکلات مختلف در سیستم‌های انتقال سیالات می‌شود. این پدیده زمانی به وجود می‌آید که یک تغییر سرعت ناگهانی، مانند بسته‌شدن سریع شیرها و یا قطع و وصل ناگهانی پمپ و توربین، در مسیر جریان سیال به وجود آید. تأثیر این تغییر ناگهانی سرعت، به صورت یک موج فشاری در امتداد لوله حرکت نموده و معمولا باعث ایجاد صدایی شبیه صدای چکش‌زدن خواهدشد [۱]. در صورتی که در اثر نوسانات فشاری به‌وجودآمده، فشار از فشار مجاز سیستم فراتر رود، خرابی و آسیب‌های شدید به‌وجود می‌آید. به همین دلیل لازم است تا رفتار جریان سیال درون خطوط لوله در حضور پدیده ضربه قوچ شناخته شده و تمهیدات لازم جهت کاهش تأثیرات آن در نظر گرفته‌شود [۲].

با توجه به تأثیر زیادی که پدیده ضربه قوچ در عملکرد صنایع مختلف دارد، تحقیقات مختلفی در زمینه بررسی این پدیده انجام شده‌است. ژوکوفسکی یک رابطه تئوری برای محاسبه تغییرات فشار در اثر تغییرات سرعت جریان گذرا[1] در خطوط لوله ارائه کرده‌است که به عنوان معادله ضربه قوچ شناخته‌می‌شود [۳]:

$$\Delta P = \pm \rho a \Delta V \qquad (۱)$$

در رابطه فوق a سرعت انتشار موج، ρ چگالی سیال، ΔV تغییرات سرعت و ΔP تغییرات فشار به وجود آمده در اثر ضربه قوچ هستند.

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: r-mohammadi@araku.ac.ir

1 Transient Flow

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

در استخراج این معادله ساده‌سازی‌های بسیاری صورت گرفته و به همین دلیل تحقیقات در این زمینه ادامه یافته‌است. تحقیقات انجام‌شده در این زمینه شامل تحقیقات آزمایشگاهی و مطالعات تحلیلی و شبیه‌سازی می‌باشند.

بسیاری از تحقیقات انجام‌شده در زمینه ضربه قوچ به صورت آزمایشگاهی بوده است. به طور مثال هلمبو[1] و همکاران با انجام آزمایشی به بررسی رفتار جریان در هنگام ایجاد ضربه قوچ ناشی از بستن ناگهانی شیر در یک خط لوله پرداختند [۴]. چون[2] و همکاران شرایطی را که باعث به‌وجودآمدن ضربه قوچ در لوله می‌شود، بررسی کرده و برای جلوگیری از ضربه قوچ استفاده از یک کنارگذر با شیر یک‌طرفه را پیشنهاد دادند [۵]. کودرا[3] و همکاران به بررسی آزمایشگاهی ضربه قوچ در یک سیستم تغذیه سوخت پرداختند. در آزمایش‌های آنها از آب به جای سوخت واقعی استفاده شد [۶].

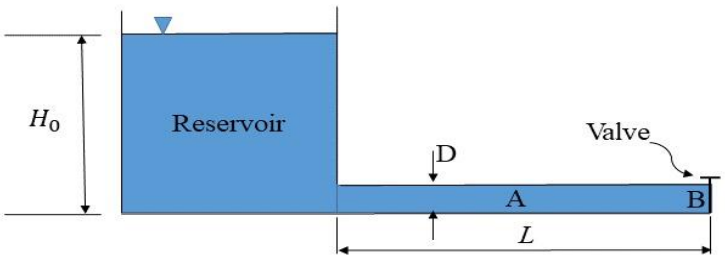
در برخی از تحقیقات در زمینه ضربه قوچ، حل تحلیلی و عددی ضربه قوچ مد نظر قرار می‌گیرد. پرکابردترین روش عددی در این زمینه روش مشخصه‌ها[4] است که توسط وایلی[5] [۷] و چادری[6] [۸] معرفی شده‌است. این روش جریان گذرای حاصل از ضربه قوچ را به صورت یک بعدی بررسی می‌کند. برگانت[7] و همکاران با استفاده از روش مشخصه‌ها به بررسی پارامترهای موثر بر شکل موج فشاری ناشی از پدیده ضربه قوچ پرداختند [۹] روحانی و همکارش در زمینه تحلیل معادلات ضربه قوچ روشی برای بهبود کارایی روش خطوط مشخصه ضمنی ارائه کردند. این روش به خاطر کاهش تعداد معادلات غیرخطی نسبت به روش خطوط مشخصه ضمنی، به محاسبات کمتری نیاز دارد، در حالی که به نتایج یکسانی با روش خطوط مشخصه ضمنی می‌رسد [۱۰] وانگ[8] و همکاران برای حل معادلات ضربه قوچ از ادغام روش صریح و روش ضمنی بهره بردند. روش ترکیبی حاصل، مزایای هر دو روش را در خود دارد. آنها به این نتیجه رسیدند که روش ضمنی برای پیش‌بینی مشخصات ضربه قوچ در خطوط لوله با سطح مقطع متغیر و طول کم بسیار موثر و دقیق است [۱۱] حسن‌زاده و همکاران پدیده ضربه قوچ در ایستگاه پمپاژ فشار قوی جنوب شهر مشهد را مورد مطالعه قرار دادند و معادلات حاکم را با روش مشخصه‌ها تحلیل کردند [۱۲]. کندیل[9] و همکاران با استفاده از روش مشخصه‌ها ضربه قوچ را مدلسازی کرده و تأثیر جنس لوله‌ها بر شدت ضربه قوچ را بررسی کردند و نشان دادند که تحت شرایط یکسان، در مواد با مدول الاستیسیته کمتر امکان وقوع ضربه قوچ کمتر است [۱۳].

در برخی دیگر از تحقیقات در این زمینه، ضربه قوچ با درنظرگرفتن معادلات اصلی حاکم بر جریان سیال (معادلات پیوستگی و ناویراستوکس) و بدون صرف‌نظرکردن از تأثیرات تنش برشی گذرای جریان، توسط روش‌های عددی حجم محدود و یا المان محدود شبیه‌سازی شده‌است. فرناندز[10] و همکاران به شبیه‌سازی ضربه قوچ در شبکه‌های لوله با استفاده از روش حجم محدود پرداختند. در این کار، شبیه‌سازی به صورت یک‌بعدی انجام شده و اعتبارسنجی با استفاده از حل‌های تحلیلی و داده‌های آزمایشگاهی انجام شده‌است [۱۴] نایک[11] و همکاران به بررسی اثرات ضربه قوچ و پیش‌بینی فشار دینامیکی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی[12] در حالت دو بعدی پرداختند [۱۵] وانگ[13] و همکاران با استفاده از روشی ترکیبی که از ترکیب روش مشخصه‌ها و روش حجم محدود تشکیل شده‌است، به شبیه‌سازی گذرای سیستم‌های هیدرولیکی پرداختند. در این حالت روش مشخصه‌ها یک بعدی و روش حجم محدود سه بعدی است و از مزایای هر دو روش استفاده شده‌است [۱۶].

مرور مطالعات مذکور نشان می‌دهد که به جز تحقیقات آزمایشگاهی در زمینه ضربه قوچ [۶-۴]، مطالعات دیگر به شکل تحلیلی و یا عددی انجام می‌شوند. با توجه به پیچیدگی پدیده ضربه قوچ که یک جریان تراکم پذیر و گذرا با تغییرات بسیار سریع[14] و فرکانس بالاست، در بسیاری از این تحقیقات فرضیات ساده‌کننده‌ای همچون یک بعدی بودن جریان در نظر گرفته شده و ضریب اصطکاک بر اساس روابط جریان پایدار لحاظ می‌شود. به این ترتیب با صرف‌نظرکردن از تأثیرات تنش برشی گذرا، معادلات دیفرانسیلی حاکم به نحوی ساده می‌شوند که با روش عددی مشخصه‌ها قابل حل باشند [۱۳-۷] در صورتیکه صرف‌نظرکردن از تأثیرات تنش برشی گذرا، منجر به پیش‌بینی غیر

1 Holmboe
2 Choon
3 Kodura
4 Method of Characteristics (MOC)
5 Wylie
6 Chaudhry
7 Bergant
8 Wang

9 Kandil
10 Fernández
11 Naik
12 Computatinal Fluid Dynamics (CFD)
13 Wang
14 Fast Transient Flow



شکل ۱. شماتیک هندسه مورد مطالعه

Figure 1. Schematic of the studied geometry

جدول ۱. مشخصات خط لوله در حالت مبنا [۴]

Table 1. Pipeline specifications for the base case [4]

طول لوله (m)	قطر لوله (m)	ضخامت لوله (m)	جنس لوله
۳۶/۰۹	۰/۰۲۵	۰/۰۰۳	مس

جدول ۲. مشخصات جریان روغن و آب در حالت مبنا [۴]

Table 2: Oil and water flow characteristics for the base case [4]

نوع سیال	ضریب لزجت ($N.s/m^2$)	سرعت‌اولیه (m/s)	چگالی (kg/m^3)
روغن	۰/۰۳۴۸۳	۰/۱۳	۸۷۸/۴
آب	۰/۰۰۱۰۰۳	۰/۲۴	۹۹۸/۲

دقیق جریان گذرا و در نتیجه کاهش استهلاک موج فشاری حاصل از ضربه قوچ می‌شود. زیرا رفت و برگشت موج فشاری در ضربه قوچ، گرادیان‌های شدیدی را در پروفیل سرعت ایجاد می‌کند که باعث افزایش تنش برشی و استهلاک سریعتر ضربه قوچ می‌شود. به عبارت دیگر اصطکاک جداره در ضربه قوچ، بسیار بیشتر از مقدار محاسبه‌شده در مدل‌های یک بعدی بدون حضور تأثیرات تنش برشی گذرا است. در برخی دیگر از تحقیقات در این زمینه، ضربه قوچ با استفاده از معادلات اصلی حاکم بر جریان سیال (معادلات پیوستگی و ناویراستوکس) و بدون صرف‌نظرکردن از تأثیرات تنش برشی گذرا، به صورت دقیق‌تری شبیه‌سازی شده‌است [۱۶-۱۴]. در این تحقیقات نیز شبیه‌سازی به صورت یک بعدی [۱۴]، دو بعدی [۱۵]و یا تلفیق مدلسازی یک بعدی و سه بعدی [۱۶] انجام شده‌است.

در این مقاله پدیده ضربه قوچ ناشی از بستن سریع شیر در یک خط لوله الاستیک، به صورت سه بعدی و با منظورکردن تأثیرات تنش برشی گذرا، با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی خواهد شد و رفتار گذرای جریان تراکم‌پذیر به‌وجودآمده تحت تأثیر این پدیده، مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد. در مقایسه با دیگر تحقیقات منتشرشده در این زمینه، ضربه قوچ ایجادشده در دو سیال مختلف آب و روغن در دو عدد رینولدز متفاوت مورد بررسی قرار خواهدگرفت و تأثیر رژیم جریان و نوع سیال بر شدت ضربه قوچ مطالعه خواهدشد. نتایج شبیه‌سازی سه بعدی با شبیه‌سازی دو بعدی تقارن محوری در دو رژیم جریان مقایسه شده و دقت شبیه‌سازی دوبعدی بررسی خواهد شد. همچنین تأثیر شرایط مختلف عملکردی سیستم (مانند جنس لوله، ضخامت لوله و طول لوله) بر شدت ضربه قوچ مورد بررسی قرارخواهدگرفت.

۲-معرفی مسأله

تصویری از هندسه خط لوله مورد مطالعه در شکل ۱ نشان داده‌شده‌است. یک لوله به طول L و قطر D به مخزن سیال متصل است و در انتهای لوله نیز یک شیر برای قطع و وصل جریان وجود

دارد. شیرآلات موجود در خطوط لوله، با سرعت‌های مختلفی می‌توانند باز یا بسته شوند. اگر شیر به صورت ناگهانی باز و بسته شود، قطع و وصل جریان، ناگهانی در نظر گرفته‌می‌شود و اگر شیر به صورت تدریجی و با سرعت کم باز و بسته شود، قطع و وصل جریان نیز تدریجی خواهدبود. در این تحقیق برای ایجاد ضربه قوچ، شیر ابتدا باز بوده و سپس به طور ناگهانی بسته می‌شود. تغییرات فشار سیال در دو نقطه میانی لوله (نقطه A) و نقطه انتهایی لوله (نقطه B) واقع بر روی محور لوله، در هر لحظه محاسبه شده‌است. شبیه‌سازی برای یک نوع روغن با لزجت زیاد و همچنین برای آب انجام می‌شود.

ابعاد و پارامترهای هندسی در جدول ۱ نشان داده‌شده‌است. مشخصه‌های جریان نیز برای هر دو سیال در جدول ۲ مشخص شده‌است. شرایط عملکردی و ابعاد مسأله مطابق شرایط هندسه آزمایش‌شده در مرجع [۴] انتخاب شده‌است تا بتوان نتایج شبیه‌سازی را با داده‌های حاصل از آزمایش مقایسه کرد. در آزمایش مذکور نیز شیر موجود در انتهای لوله به صورت ناگهانی بسته می‌شود[1] و فشار مخزن توسط هوای فشرده ثابت نگه داشته‌شده‌است [۴] با توجه به مشخصات جریان، عدد رینولدز در جریان آب حدود ۶۰۰۰ و در جریان روغن حدود ۸۲ است. به همین دلیل رژیم اولیه جریان در آزمایش آب، آشفته و در آزمایش روغن، آرام می‌باشد. شرایط عملکردی مسأله طوری منظور شده که کاویتاسیون رخ ندهد.

۳-معادلات حاکم

برای حل جریان سیال در داخل لوله دو معادله اساسی به کار برده می‌شود. این دو معادله شامل معادله پیوستگی یا بقاء جرم و معادله اندازه حرکت یا ناویراستوکس می‌باشند. با توجه به ماهیت ضربه قوچ و تغییرات شدید فشار در این پدیده، چگالی مایعات ثابت نبوده و با تغییر فشار، چگالی نیز تغییر می‌کند. معادله پیوستگی در حالت کلی برای جریان تراکم‌پذیر عبارت است از:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j}=0 \qquad (۲)$$

که در آن u سرعت جریان سیال و ρ چگالی سیال می باشد. معادلات ناویراستوکس نیز به اینصورت بیان می‌شوند [۱۷]:

$$\frac{\partial(\rho uj)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_k u_j)}{\partial x_k}= -\frac{\partial P}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\lambda\frac{\partial u_k}{\partial x_k})+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})\right] \qquad (۳)$$

که در آن P فشار، μ ضریب لزجت دینامیکی و λ ضریب لزجت ثانویه[2] است که مقدار آن برابر است با:

$$\lambda=-\frac{2}{3}\mu \qquad (۴)$$

در جریان آشفته از معادلات ناویراستوکس متوسط‌گیری زمانی صورت می‌گیرد. در این حالت عبارت $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ (تنش رینولدز) برای محاسبه اثرات آشفتگی به معادله ناویراستوکس اضافه می‌شود که در آن u'_i نشان دهنده مولفه‌های سرعت نوسانی هستند:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l})\right]+\frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u'_i u'_j}) \qquad (۵)$$

در معادلات فوق پارامترهای سرعت، فشار و چگالی سیال تابعی از مکان و زمان هستند. در شبیه‌سازی پدیده ضربه قوچ معمولا تأثیر دما در محاسبات لحاظ نمی شود و لزجت سیال و سایر خواص فیزیکی آن مستقل از دما در نظر گرفته‌می‌شود. به همین دلیل از معادله انرژی صرف‌نظر شده‌است.

سرعت انتشار موج در سیالات از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$a=\sqrt{\frac{K}{\rho}} \qquad (۶)$$

که در آن K مدول بالک سیال می‌باشد. در استخراج رابطه فوق فرض شده‌است که لوله یا کانال حاوی سیال، صلب است. استفاده از این رابطه در شبیه‌سازی ضربه قوچ باعث می‌شود که سرعت انتشار موج بیشتر از مقدار واقعی به‌دست‌آید. به منظور لحاظ‌کردن خاصیت الاستیک لوله، مدول بالک در رابطه (۶) با استفاده از رابطه زیر اصلاح

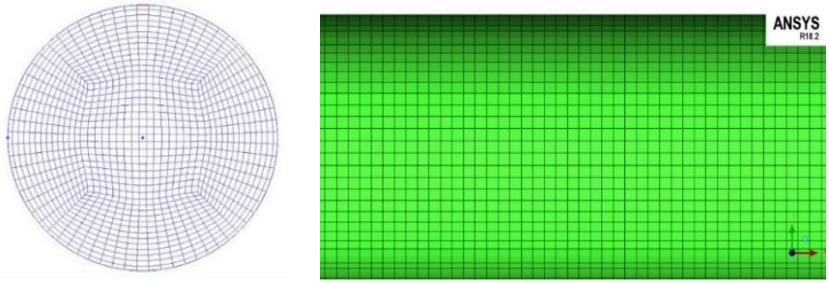
1 Rapid-Closure Valve

2 Second Viscosity Coefficient

جدول ۳. ثابت‌های تجربی برای مدل آشفتهk-ε [۱۸]

Table 3: Empirical constants for the $k-\varepsilon$ model [18]

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
۰/۰۹	۱/۴۴	۱/۹۲	۱/۰۰	۱/۳۰



شکل ۲. تصویر شبکه ایجادشده در لوله

Figure 2. Employed mesh in the pipe

می‌شود:

$$k' = K/(1+KD/Ee) \tag{۷}$$

به وسیله این فرمول می‌توان سرعت موج جدیدی تعریف کرد که از دقت بالاتری برخوردار باشد و توان تأثیر خاصیت الاستیک لوله را در آن منظور نمود [۲]:

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{(1+KD/Ee)}} \tag{۸}$$

در رابطه فوق D قطر لوله، E مدول یانگ لوله و e ضخامت لوله است. با توجه به اینکه جریان همدما در نظر گرفته‌شده‌است، تغییرات چگالی فقط تابع تغییر فشار خواهد بود و با رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{k'} \tag{۹}$$

که در آن k' از رابطه (۷) محاسبه می‌شود. رابطه فوق تعریف مدول بالک سیال در یک فرایند همدما است که در آن به منظور درنظرگرفتن خاصیت الاستیک لوله، مدول بالک سیال با رابطه (۷) اصلاح شده‌است. این رابطه تراکم‌پذیری جریان را در اثر تغییرات فشار، در مدلسازی لحاظ می‌کند. در این تحقیق مدلسازی جریان آشفته توسط مدل $k-\varepsilon$ انجام شده‌است. در این مدل تنش‌های رینولدز و گرادیان‌های سرعت متوسط با رابطه زیر به هم مربوط می‌شوند:

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \tag{۱۰}$$

که در آن k انرژی جنبشی اغتشاش و μ_t ضریب لزجت اغتشاش نام دارند. انرژی جنبشی اغتشاش به اینصورت تعریف شده‌است:

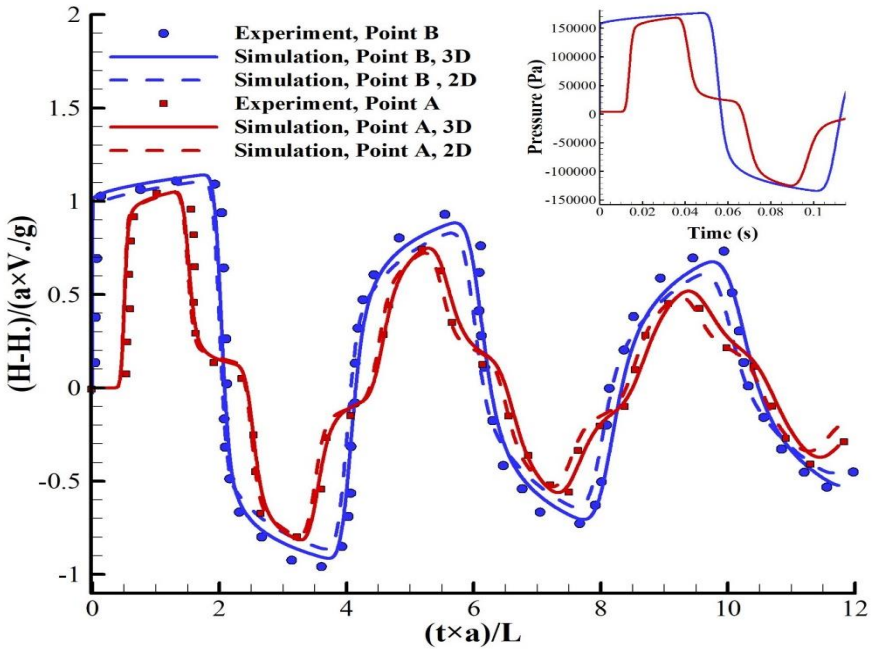
$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i'u_j'} \tag{۱۱}$$

ضریب لزجت اغتشاش برابر است با:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{۱۲}$$

که در آن ε نرخ اتلاف اغتشاش و C_μ یک ثابت بدون بعد است. معادلات لازم برای حل k و ε به این صورت می‌باشند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left((\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+p_k-\rho\varepsilon \tag{۱۳}$$



شکل ۳. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی در نقاط *A* و *B* برای جریان روغن

Figure 3. Comparison of experimental results with 2D and 3D simulation predictions at points *A* and *B* for oil flow

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j\varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left((\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j})\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon P_k}{k}-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۱۴)$$

که در آن p_k تولید انرژی اغتشاش است. این معادلات دارای پنج ثابت هستند که مقادیر آنها در جدول ۳ مشخص شده‌است.

۴-حل عددی

مجموعه معادلات دیفرانسیل پاره‌ای غیرخطی حاکم بر مسأله با روش حجم محدود و با استفاده از نرم‌افزار انسیس-فلوئنت حل شده‌اند. برای ارتباط فشار و سرعت از طرح سیمپل[1] استفاده شده‌است. برای گسسته‌سازی معادلات، روش بالادست مرتبه دوم[2] به‌کاررفته‌است. تغییرات چگالی سیال و تأثیرات تراکم‌پذیری از طریق توابع تعریف‌شده توسط کاربر[3] مشخص شده‌اند. برای دیواره‌ها شرط عدم لغزش در نظر گرفته‌شده‌است. در مرز ورودی، شرط مرزی فشار ورودی به‌کاررفته و در مرز خروجی، در حالت پایا از شرط فشار خروجی استفاده شده‌است. بعد از حل حالت پایدار، شرط مرزی در خروجی، به شرط مرزی دیواره تغییر یافته و حل به صورت گذرا ادامه یافته‌است. گام زمانی در حل گذرا ۰/۰۰۰۱ ثانیه در نظر گرفته‌شده‌است. همچنین مقدار باقیمانده‌های خطا در حل عددی ۰/۰۰۰۰۱ لحاظ شده‌است. استقلال از شبکه نیز مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت برای شبیه‌سازی سه‌بعدی، در شبکه‌ای با حدود سه میلیون المان، نتایج مستقل از شبکه به‌دست‌آمده‌است. برای شبیه‌سازی در حالت دو بعدی نیز استقلال نتایج از اندازه شبکه برای هر دو سیال در نظر گرفته شده‌است. شکل ۲ تصویر شبکه انتخابی برای شبیه‌سازی سه بعدی، با المان‌های چهار وجهی را نمایش می‌دهد. در این شکل قسمتی از طول لوله نشان داده‌شده‌است.

۵- بررسی ضربه قوچ در جریان روغن

۵-۱ صحت‌سنجی نتایج عددی در جریان روغن

جهت بررسی صحت نتایج شبیه‌سازی جریان روغن، نتایج به‌دست‌آمده با نتایج آزمایشگاهی مقایسه می‌شوند. نتایج شبیه‌سازی دوبعدی تقارن محوری و سه‌بعدی و نتایج آزمایشگاهی برای تغییرات

1 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE Scheme)
2 Second Order Upwind
3 User Defined Function (UDF)

هد فشاری بر حسب زمان در نقطه میانی محور لوله (نقطه A) و در انتهای لوله (نقطه B) در شکل ۳ نشان داده‌شده‌است. در این شکل، هد فشاری و زمان در محورهای عمودی و افقی با استفاده از پارامترهای طول لوله (L)، سرعت اولیه سیال (V_0)، هد فشاری اولیه در لوله (H_0)، و سرعت موج، بی‌بعد شده‌اند. همانطور که از شکل مشخص است، نتایج شبیه‌سازی به صورت سه بعدی در لحظات مختلف به صورت خوبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۴] مطابقت دارد.

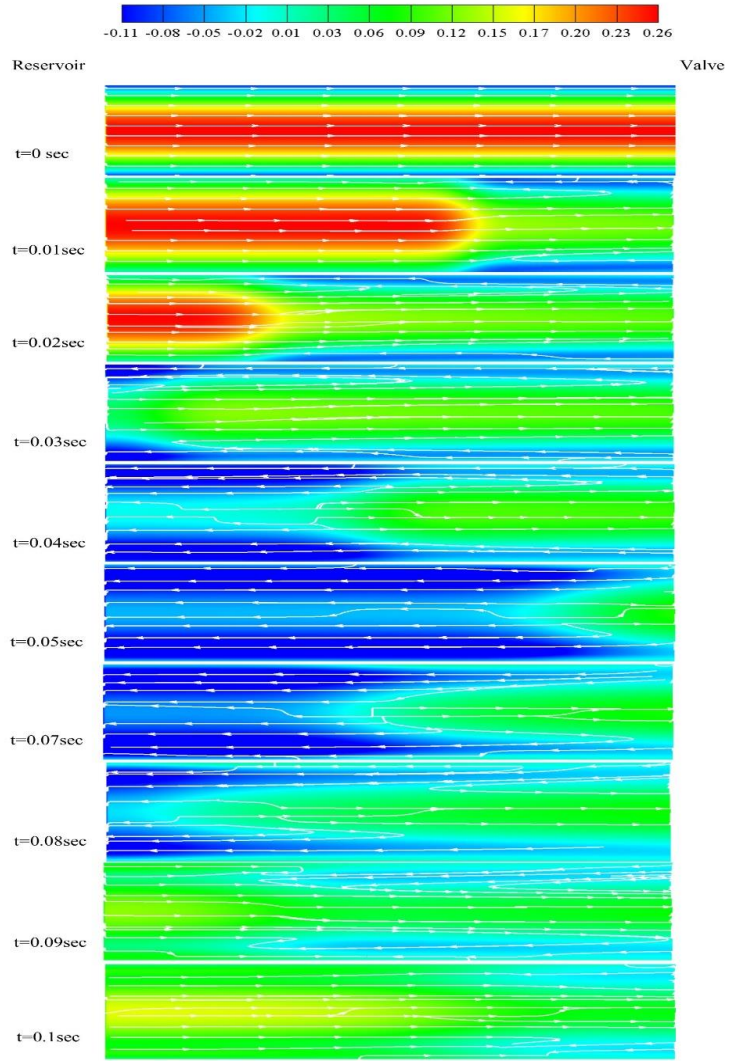
همچنین نتایج شکل ۳ نشان می‌دهد دقت شبیه‌سازی سه بعدی بیشتر از شبیه‌سازی دو بعدی به صورت تقارن محوری است. در دوره تناوب اول، نتایج شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی، اختلاف زیادی ندارند. با گذشت زمان و در دوره تناوب دوم به بعد، اختلاف نتایج دوبعدی و سه‌بعدی بیشتر شده و نتایج شببیه‌سازی سه‌بعدی به نتایج تجربی نزدیکتر است. زیرا با گذشت زمان و حرکت موج فشاری در لوله، تأثیرات تنش برشی گذرا بر استهلاک موج واضح‌تر می‌شود و نتایج نشان می‌دهد که شبیه‌سازی دوبعدی نمی‌تواند این استهلاک را با دقت مناسبی محاسبه کند. حداکثر اختلاف نتایج سه‌بعدی و نتایج آزمایشگاهی ۱۰ درصد است، در صورتیکه حداکثر اختلاف نتایج دوبعدی و نتایج آزمایشگاهی ۱۸ درصد است.

۵-۲ تحلیل ضربه قوچ در جریان روغن

در شکل ۳ تغییرات فشار سیال بر حسب زمان بدون بی‌بعدسازی و در یک دوره تناوب نیز نشان داده‌شده‌است. هنگامی که سیال از داخل مخزن وارد لوله می‌شود، مسیر طول لوله را طی می‌کند تا به انتهای لوله یعنی به شیر برسد و از آن خارج شود. زمانی که در لحظه t=۰ شیر بسته شده و مسیر خروج سیال مسدود می‌شود، تغییرات فشار زیادی در لوله شکل می‌گیرد و فشار در نقطه B افزایش زیادی پیدا می‌کند. نتایج نشان می‌دهد مقدار فشار نسبی در نقطه B، از مقدار اولیه صفر پاسکال در حالت پایدار، به حداکثر مقدار ۱۷۶۶۴۹ پاسکال افزایش می‌یابد. موج فشاری حاصل‌شده با سرعت موج به سمت مخزن شروع به حرکت می‌کند و سپس مجددا به سمت شیر بر می‌گردد. طبق تحلیل تئوری، دوره تناوب انتشار موج برابر T =۴L/a یا ۰/۱۰۹ ثانیه است [۱] در لحظه t=۲L/a=T/۲ معادل با۰۵۴/ ۰ ثانیه، موجی که به سمت شیر حرکت می‌کند، به نقطه B می‌رسد. در این لحظه، فشار در نقطه B کاهش یافته و موج فشاری مجددا به سمت مخزن حرکت کرده و پس از رسیدن به مخزن، باز به طرف شیر بر می‌گردد و در لحظه t=T معادل ۰/۱۰۹ ثانیه مجددا به شیر می‌رسد و بعد از آن مجددا فشار در نقطه B افزایش پیدا می‌کند. به این ترتیب یک دوره تناوب تکمیل شده و همین روند در دوره‌های تناوب دیگر نیز تکرار می‌شود. البته به دلیل تأثیرات لزجت سیال و تنش برشی گذرای حاصله، موج فشاری مستهلک شده و مقدار فشار حداکثر در تناوب دوم به بعد کاهش پیدا می‌کند.

شکل ۳ نشان می‌دهد که تغییرات فشار در نقطه A کمی متفاوت است. با بستن شیر، موج فشاری ایجادشده با سرعت موج به سمت مخزن شروع به حرکت می‌کند و در لحظه t=$L/2a$=$T/8$ که برابر با ۰/۰۱ ثانیه است، به نقطه A می‌رسد. به همین دلیل تا این لحظه تأثیر بسته‌شدن شیر در پایین دست، به نقطه A نرسیده و فشار در آن ثابت می‌ماند. در نتیجه نمودار حاصل‌شده برای تغییرات فشار نقطه A، از زمان صفر تا حدود ۰/۰۱ ثانیه یک خط مستقیم را نشان می‌دهد. وقتی که موج فشاری ایجادشده به نقطه A می‌رسد فشار در این نقطه به شدت افزایش پیدا می‌کند و بعد از آن رفت و برگشت موج عبوری از این نقطه نیز، مانند نقطه B، باعث ایجاد تغییرات فشار نشان‌داده‌شده در شکل ۳ می‌شود. مجددا به دلیل تأثیرات لزجت سیال، مقدار فشار حداکثر در تناوب دوم به بعد کاهش پیدا می‌کند. همچنین شکل ۳ نشان می‌دهد در پیک اول نوسانات فشار، فشار حداکثر ایجادشده در نقطه انتهایی لوله مقدار بیشتری از نقطه میانی لوله دارد. چون مدتی طول می‌کشد تا موج ایجادشده در انتهای لوله به نقطه میانی لوله برسد و در این فاصله، به دلیل تنش‌های برشی از قدرت موج فشاری کاسته می‌شود. به عبارت دیگر انتشار موج تحت تأثیر اصطکاک قرارگرفته‌است. در دوره‌های تناوب بعدی تأثیر این پدیده واضح‌تر است، به طوریکه تغییرات فشار بر حسب زمان، شکل تقریبا مستطیل مانند خود را نیز از دست داده و دامنه نوسانات نیز کاهش یافته‌است.

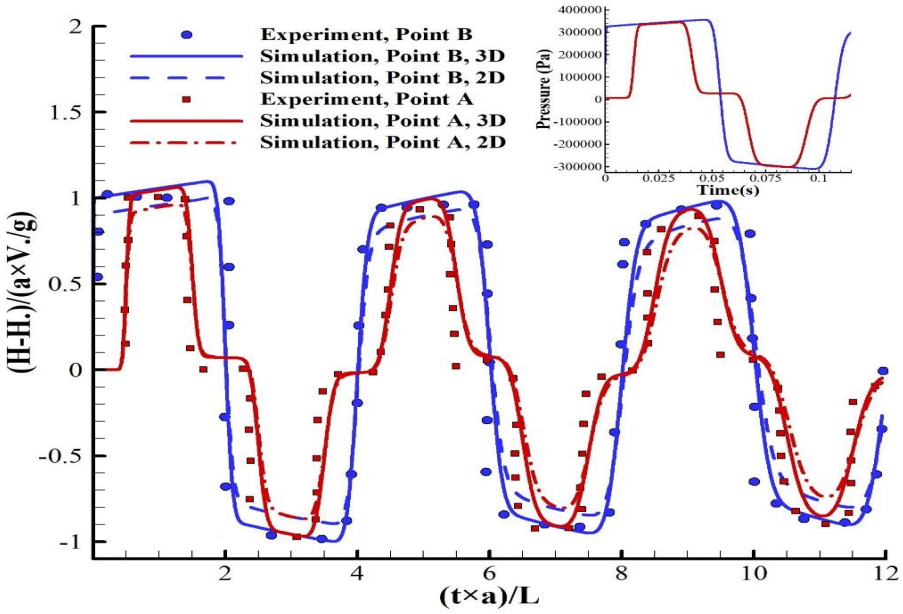
کانتورهای سرعت محوری و خطوط جریان برای سیال روغن در مقطع میانی لوله در زمان‌های مختلف در شکل ۴ نشان داده‌شده‌است. در شکل ۴، زمان صفر ثانیه در حقیقت جریان در حالت پایدار را نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که در حالت پایدار، جریان سیال در لوله مطابق جریان معمول در لوله‌ها است و سرعت در دیواره لوله، صفر بوده و در محور لوله حداکثر می‌باشد. پس از بسته‌شدن شیر،



شکل ۴. کانتور سرعت محوری و خطوط جریان در فاصله زمانی صفر تا ۰/۱ ثانیه در مقطع میانی لوله برای جریان روغن

Figure 4. Axial velocity contours and streamlines from 0 s to 0.1 s in the middle section of the pipe for oil flow

موج ضربه ایجادشده به سمت مخزن حرکت کرده، در لحظه $t=T/۴$ معادل ۰/۰۲۷ ثانیه به مخزن می‌رسد. سپس به سمت شیر برگشته و در لحظه $t=T/۲$ معادل با۰/ ۰۵۴ ثانیه، موجی که به سمت شیر حرکت می‌کند، به شیر واقع در نقطه B می‌رسد. موج فشاری مجددا به سمت مخزن حرکت کرده و در لحظه $t=۳T/۴$ معادل با۰/ ۰۸۲ ثانیه به مخزن می‌رسد. سپس مجددا به طرف شیر بر می‌گردد و در لحظه $t=T$ معادل ۰/۱۰۹ ثانیه باز به شیر می‌رسد. در شکل ۴ در لحظه ۰/۰۱ ثانیه، با توجه به بسته‌شدن شیر در لحظه ۰ ثانیه، جریان سیال در انتهای لوله به سمت مخزن، تغییر جهت داده‌است. البته برگشت سیال ابتدا در مجاورت جداره لوله آغاز شده و به سمت محور لوله گسترش می‌یابد. در لحظه ۰/۰۲ ثانیه، در طول بیشتری از لوله جهت جریان مجاور جداره، به سمت مخزن تغییر یافته و جریان برگشتی از وسط لوله (نقطه A) عبور کرده‌است. همانطور که در کانتور شکل ۴ مشخص است، در این لحظه در نواحی ورودی لوله و در نزدیکی مخزن، الگوی جریان مانند جریان عادی قبل از بستن شیر است و تأثیر تغییرات ایجادشده در انتهای لوله، هنوز به این قسمت لوله نرسیده‌است. در لحظه ۰/۰۳ ثانیه موج به مخزن رسیده و برگشته‌است. در این زمان کل لوله تحت تأثیر تغییرات ایجادشده قرار گرفته و در تمام طول لوله، در نزدیک جداره، سیال به سمت مخزن جریان داشته و در مرکز لوله سیال همان الگوی حالت پایدار



شکل۵. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی در نقاط *A* و *B* برای جریان آب

Figure 5. Comparison of experimental results with 2D and 3D simulation predictions at points *A* and *B* for water flow

را دارد. طبق تحلیل تئوری در لحظه $t=T/4$ معادل ۰/۰۲۷ ثانیه، سرعت در کل لوله صفر است [۱] در کانتور نشان‌داده‌شده در زمانی نزدیک این حالت (لحظه ۰/۰۳ ثانیه) مشاهده می‌شود که به دلیل درنظرگرفتن تأثیرات لزجت در شبیه‌سازی، دقیقا رفتار مذکور در لوله به وجود نمی‌آید و در هر مقطع، سیال در تمام شعاع‌ها دارای سرعت است. البته با توجه به جهت‌های متفاوت جریان در هر شعاع، سرعت متوسط در هر مقطع تقریبا صفر می‌باشد. مشاهده می‌شود که در لحظه ۰/۰۴ ثانیه در محور لوله نیز جهت جریان به سمت مخزن برگشته است که با گذشت زمان و حرکت موج به سمت شیر، در لحظه ۰/۰۵ ثانیه طول بیشتری از لوله چنین الگوی جریانی پیدا کرده‌است. پس از رسیدن موج به شیر در لحظه ۰/۰۵۴ ثانیه تا زمان ۰/۰۸۲ ثانیه، موج فشاری دوباره به سمت مخزن حرکت کرده و سرعت متوسط سیال به تدریج از سمت شیر، صفر خواهد شد. این موضوع در کانتورهای مربوط به زمان‌های ۰/۰۷ ثانیه و ۰/۰۸ ثانیه مشخص است. البته همانطور که این کانتورها نشان می‌دهند، در هر مقطع، سیال در تمام شعاع‌ها دارای سرعت است، ولی جهت سرعت متفاوت است. در زمان‌های بین لحظه ۰/۰۸۲ ثانیه و ۰/۱۰۹ ثانیه، موج فشاری از سمت مخزن به طرف شیر حرکت کرده و جهت جریان سیال نیز به تدریج از سمت مخزن به سمت شیر گسترش می‌یابد. این رفتار در کانتورهای مربوط به زمان‌های ۰/۰۹ ثانیه و ۰/۱ ثانیه مشخص است.

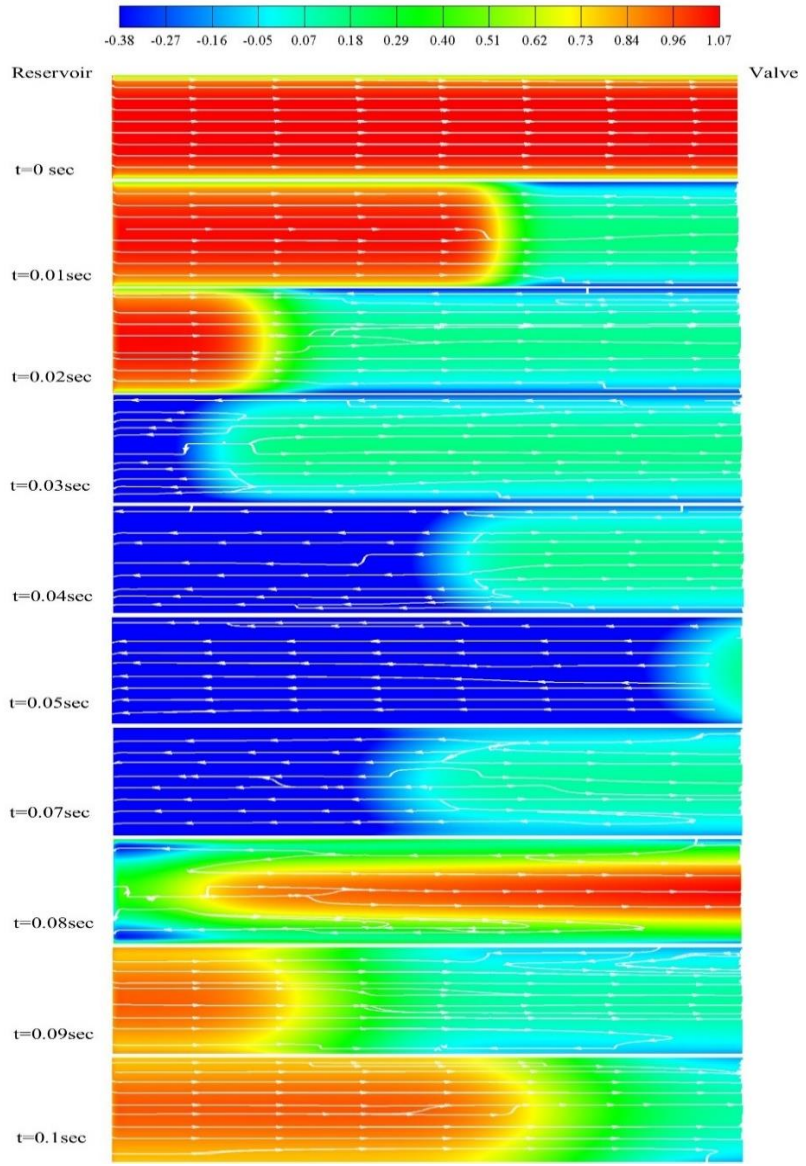
بررسی کانتورهای سرعت در زمان‌های مختلف، دو ناحیه با رفتار متفاوت را نشان می‌دهد. ناحیه مجاور جداره لوله و ناحیه محور لوله. در ناحیه مجاور لوله تأثیرات لزجت سیال غالب بوده، گرادیان‌های سرعت بزرگتر است و تغییرات سرعت سریعتر رخ می‌دهد. در حالیکه ناحیه محور لوله تحت تأثیر نیروهای اینرسی سیال است و تمایل دارد الگوی جریان حالت پایدار خود را حفظ کند.

۶-بررسی ضربه قوچ در جریان آب

۶-۱ صحت‌سنجی نتایج عددی در جریان آب

نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی و نتایج آزمایشگاهی برای تغییرات هد فشاری بی‌بعد شده بر حسب زمان بی‌بعد شده در نقطه میانی محور لوله و در انتهای لوله در شکل ۵ نشان داده‌شده‌است. همانطور که از شکل مشخص است، هد محاسبه‌شده در شبیه‌سازی سه‌بعدی برای جریان آب نیز در لحظات مختلف با دقت بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۱]مطابقت دارد.

نتایج شبیه‌سازی دو بعدی نیز در شکل ۵ نشان داده‌شده‌است. این شکل نشان می‌دهد دقت شبیه‌سازی سه‌بعدی بیشتر از شبیه‌سازی



شکل ۶. کانتور سرعت محوری و خطوط جریان در فاصله زمانی صفر تا ۰/۱ ثانیه در مقطع میانی لوله برای جریان آب

Figure 6. Axial velocity contours and streamlines from 0 s to 0.1 s in the middle section of the pipe for water flow

دوبعدی است. حداکثر خطای شبیه‌سازی سه‌بعدی ۵ درصد بوده و در پیک اول ایجاد شده‌است. با گذشت زمان دقت شبیه‌سازی سه‌بعدی بیشتر شده و با گذشت نیمی از دوره تناوب اول، نتایج سه‌بعدی منطبق بر نتایج تجربی شده‌است. در صورتیکه نتایج شبیه‌سازی دوبعدی در تمام مدت حدود ۲۰ درصد با نتایج تجربی تفاوت دارد. مقایسه شکل‌های ۳ و ۵ نشان می‌دهد که اختلاف نتایج شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی، با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته‌است. با افزایش عدد رینولدز اغتشاشات جریان بیشتر شده و فرض تقارن محوری دقت خود را از دست می‌دهد. بنابراین در جریان مغشوش شبیه‌سازی ضربه قوچ به صورت سه بعدی الزامی به نظر می‌رسد.

۶-۲ تحلیل ضربه قوچ در جریان آب

در شکل ۵ تغییرات فشار سیال بر حسب زمان بدون بی‌بعد سازی و در یک دوره تناوب نیز نشان داده‌شده‌است. وقتی که در لحظه t=۰ شیر بسته شده و مسیر خروج سیال مسدود می‌شود، مقدار فشار نسبی در نقطه B از مقدار اولیه صفر در حالت پایدار به ۳۵۵۹۳۰ پاسکال افزایش می‌یابد. همانطور که در بخش‌های قبل گفته‌شد، موج فشاری حاصل‌شده با سرعت موج به سمت مخزن شروع به حرکت می‌کند و سپس مجددا به سمت شیر برمی‌گردد.

برای جریان آب، دوره تناوب انتشار موج برابر ۰/۱۰۷ ثانیه است. در لحظه $t=T/2$ معادل با۰۵۳/ ۰ ثانیه، موجی که از مخزن به سمت شیر حرکت می‌کند، به نقطه B می‌رسد. در این لحظه فشار در نقطه B کاهش یافته و موج فشاری مجددا به سمت مخزن حرکت کرده و پس از رسیدن به مخزن، باز به طرف شیر برمی‌گردد و در لحظه $t=T$ معادل ۰/۱۰۷ ثانیه مجددا به شیر می‌رسد. به این ترتیب یک دوره تناوب تکمیل شده و همین روند در دوره‌های تناوب دیگر نیز تکرار می‌شود. تغییرات فشار در نقطه A نیز نوسانی بوده و همانند جریان روغن، نقطه A با تأخیر زمانی نسبت به نقطه B تحت تأثیر تغییرات گذرای جریان قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد مقدار فشار ایجادشده در پیک اول، در نقطه انتهایی لوله با فشار ایجادشده در نقطه میانی تقریبا مقدار یکسانی دارد. در مقایسه با جریان روغن (شکل ۳) که در آن در پیک اول، فشار حداکثر ایجادشده در نقطه میانی لوله، کمتر از فشار ایجادشده در نقطه انتهایی بود، رفتار جریان آب متفاوت است. زیرا در جریان آب اغتشاش‌های موجود در جریان بیشتر بوده و تغییرات ایجادشده در نقاط مختلف لوله انتشار سریعتری دارند. در جریان آب نیز، از دوره تناوب دوم به بعد، حداکثر فشار به‌وجودآمده به دلیل تأثیرات لزجت، به تدریج کاهش می‌یابد. ولی میزان این تغییرات در جریان آب، نسبت به جریان روغن بسیار کمتر است. در حقیقت در جریان آب در چندین دوره تناوب، شکل مستطیلی پیک‌های ایجادشده در نمودار توزیع فشار، حفظ شده و دامنه پاسخ ثابت می‌ماند که نشان‌دهنده استهلاک و افت انرژی کم در سیستم است. کانتورهای سرعت محوری و خطوط جریان در جریان آب در مقطع میانی لوله و برای زمان‌های مختلف در شکل ۶ نشان داده‌شده‌است.

در شکل ۶، زمان صفر ثانیه جریان در حالت پایدار را نشان می‌دهد. در مقایسه با کانتور جریان روغن در حالت پایدار، ضخامت لایه مرزی در جریان آشفته آب بسیار بیشتر است و در جریان آشفته پروفیل سرعت نسبت به حالت آرام به اصطلاح تخت‌تر می‌باشد. در لحظه ۰/۰۱ ثانیه با توجه به بسته‌شدن شیر، جریان سیال در انتهای لوله به سمت ابتدای لوله، تغییر جهت داده و برگشت سیال ابتدا در مجاورت دیواره‌ها آغاز شده‌است. در لحظه ۰/۰۲ ثانیه، در طول بیشتری از لوله جهت جریان به سمت مخزن تغییر یافته‌است. مقایسه کانتورهای جریان روغن و آب در شکل‌های ۴ و ۶ و در زمان‌های ۰/۰۱ و ۰/۰۲ ثانیه نشان می‌دهد که ضخامت ناحیه جریان برگشتی، در جریان آب کمتر است. در لحظات ۰/۰۳ تا ۰/۰۵ ثانیه موج فشاری از مخزن به سمت شیر حرکت می‌کند، و جهت حرکت سیال از سمت شیر به سمت مخزن تغییر می‌یابد. با گذشت زمان در طول بیشتری از لوله، الگوی جریان به این‌صورت درآمده‌است. در لحظه $t=T/2$ معادل با۰۵۳/ ۰ ثانیه، موج فشاری به شیر رسیده و در تمام لوله سیال از شیر به سمت مخزن جریان خواهد داشت. در زمان‌های بین لحظه ۰/۰۵۳ ثانیه و لحظه $t=3T/4$ معادل ۰/۰۸۲ ثانیه، موج فشاری دوباره به سمت مخزن حرکت کرده و سرعت متوسط سیال به تدریج از سمت شیر، صفر خواهد شد. این موضوع در کانتورهای مربوط به زمان‌های ۰/۰۷ ثانیه و ۰/۰۸ ثانیه مشخص است. البته همانطور که این کانتورها نشان می‌دهند، در هر مقطع، سیال در تمام شعاع‌ها دارای سرعت است، ولی جهت سرعت متفاوت است. در زمان‌های بین ۰/۰۸۲ ثانیه و لحظه $t=T$ معادل ۰/۱۰۷ ثانیه، موج فشاری از سمت مخزن به طرف شیر حرکت کرده و جهت جریان سیال نیز به تدریج از سمت مخزن به سمت شیر گسترش می‌یابد. این رفتار در کانتورهای مربوط به زمان‌های ۰/۰۹ ثانیه و ۰/۱ ثانیه مشخص است.

در جریان آب نیز، کانتورهای سرعت در زمان‌های مختلف، دو ناحیه مجاور جداره لوله و ناحیه محور لوله با دو رفتار متفاوت را نشان می‌دهند. با این تفاوت که در جریان آب ناحیه محور لوله در مقایسه با ناحیه محور لوله در جریان روغن، بسیار بزرگتر است. زیرا تأثیرات اینرسی سیال به دلیل اغتشاشات جریان افزایش یافته‌است. همچنین سرعت انتشار ضربه قوچ در جریان آب بیشتر است.

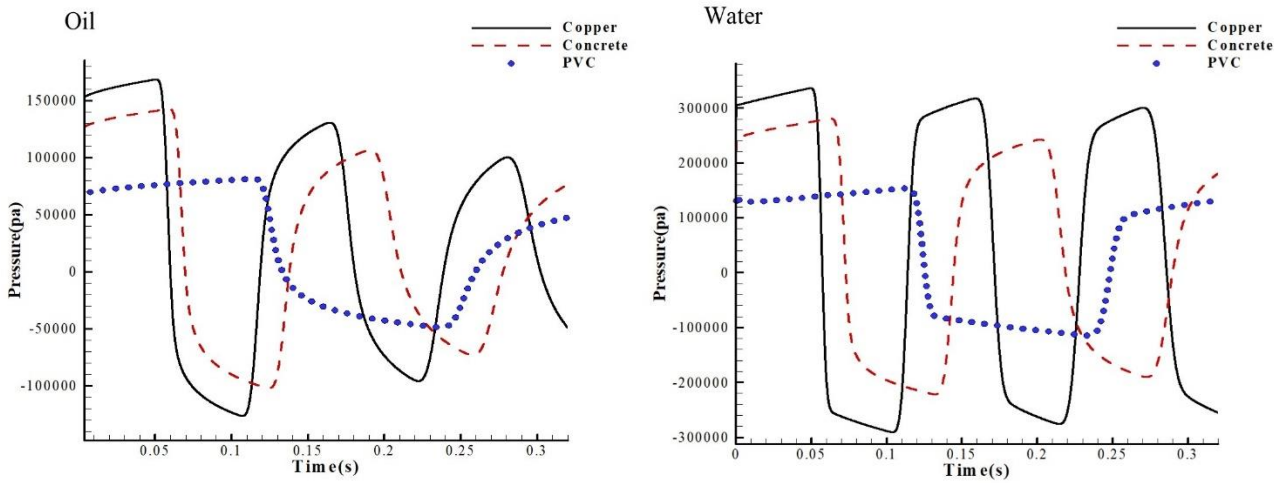
۷-تحلیل پارامتری

در این قسمت اثر پارامترهای مختلف بر ضربه قوچ ایجادشده در لوله، مورد بررسی قرارمی‌گیرد. در هر قسمت یکی از پارامترها متغیر بوده و بقیه پارامترها مطابق جداول ۱ و ۲در شرایط مبنا ثابت نگه‌داشته‌می‌شوند.

۷-۱ تأثیر جنس لوله

به منظور بررسی تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ، چندین لوله با جنس‌های مختلف از جمله بتن، مس و پی‌وی‌سی[1] مورد بررسی قرار گرفته و نتایج در شکل ۷ برای جریان روغن و آب نشان داده‌شده‌است.

1 Polyvinyl Chloride (PVC)



شکل ۷. تغییرات فشار بر حسب زمان در نقطه *B* برای جریان روغن و آب در جنس‌های مختلف لوله

Figure 7. Pressure variation versus time at point *B* for oil and water flow obtained for different pipe materials

جدول ۴. فشار بیشینه در لوله‌های با جنس‌های مختلف

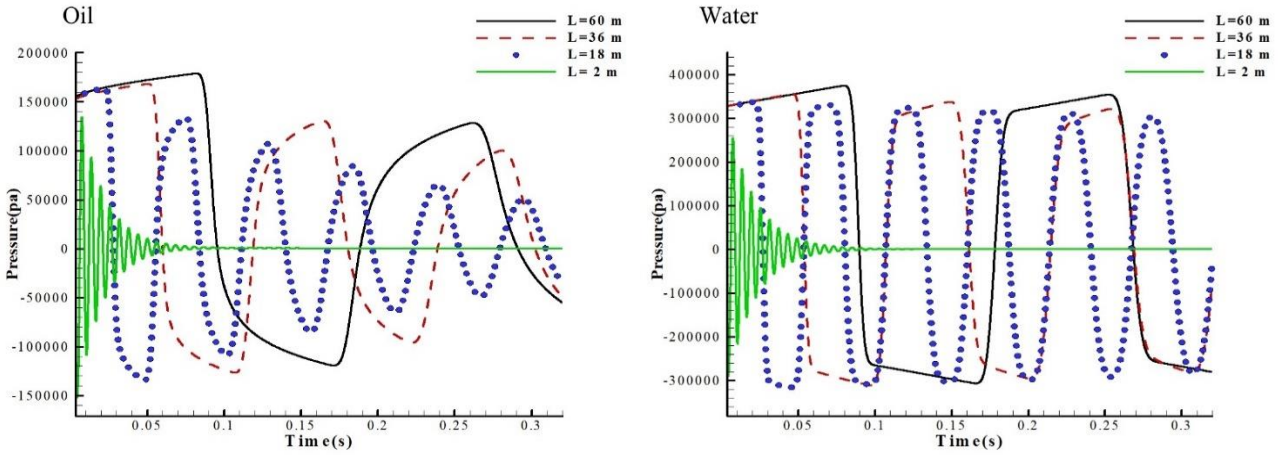
Table 4: Maximum pressure in pipes of different materials

جنس لوله	مدول الاستیسیته (GPa)	فشار بیشینه در جریان روغن (Pa)	درصد تغییر نسبت به لوله مسی در جریان روغن	فشار بیشینه در جریان آب (Pa)	درصد تغییر نسبت به لوله مسی در جریان آب
مس	۱۱۷	۱۷۶۶۴۹/۶	-	۳۵۵۹۳۰/۵	-
بتن	۱۷	۱۴۲۳۱۹/۶	۲۰	۲۸۰۴۵۰/۸	۲۱/۲
پی‌وی‌سی	۰/۸	۸۱۳۱۶/۵	۵۳/۹	۱۵۳۹۱۲/۹	۵۶/۵

تغییرات فشار بر حسب زمان برای جریان روغن و آب در انتهای لوله، در شکل ۷ نشان داده‌شده‌است. با توجه به اینکه نتایج قسمت‌های قبل نشان داد حداکثر فشار در محل شیر به وجود می‌آید، تغییرات فشار در انتهای لوله نمایش داده‌شده‌است. شکل ۷ نشان می‌دهد که با تغییر جنس لوله، شدت ضربه قوچ و سرعت انتشار آن تغییر زیادی می‌کنند. جدول ۴ نشان‌دهنده مقدار دقیق فشار بیشینه لوله‌های مختلف می‌باشد. در جریان روغن مقدار فشار بیشینه در لوله با جنس پی‌وی‌سی تقریبا ۵۴ درصد کمتر از فشار بیشینه در لوله مسی است. در جریان آب مقدار فشار بیشینه در لوله با جنس پی‌وی‌سی تقریبا ۵۷ درصد کمتر از فشار بیشینه در لوله مسی است.

نتایج فوق نشان می‌دهند که لوله با جنس پی‌وی‌سی می‌تواند مقدار نوسانات حاصل از ضربه قوچ را تا مقدار زیادی خنثی کند. مدول الاستیسیته کم در لوله‌های پی‌وی‌سی سبب توانایی بالای دفع نیروی حاصل از ضربه قوچ و کاهش هد فشاری سیستم می‌باشد. شدت ضربه قوچ در لوله‌های دیگر به دلیل بالاتربودن مدول الاستیسیته آنها نسبت به پی‌وی‌سی بیشتر است. سرعت انتشار موج نیز در لوله با جنس پی‌وی‌سی به مراتب کمتر از لوله‌های دیگر است. با دقت در جدول و نمودارهای این قسمت و مقایسه نتایج به‌دست‌آمده از جریان آب و روغن می‌توان دریافت که تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ، در جریان آب نسبت به جریان روغن بیشتر است. به این ترتیب با افزایش عدد رینولدز، تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ آشکارتر می‌شود.

افزایش هد فشاری ناشی از ضربه قوچ با افزایش مدول الاستیسیته لوله، با درنظرگرفتن روابط تئوری (۱) و (۸) نیز قابل تشخیص است. ولی استفاده از این روابط نشان می‌دهد که با کاهش مدول الاستیسیته از ۱۱۷ به ۰/۸ گیگاپاسکال، حداکثر فشار در جریان روغن به میزان



شکل ۸. تغییرات فشار بر حسب زمان در نقطه B برای جریان روغن و آب در طول لوله‌های مختلف

Figure 8. Pressure variation versus time at point *B* for oil and water flow obtained for different pipe lengths

جدول۵. فشار بیشینه در لوله‌های با طول‌های مختلف

Table 5: Maximum pressure in pipes of different lengths

طول لوله	فشار بیشینه در جریان روغن	فشار بیشینه در جریان آب	درصد تغییر نسبت به لوله با طول۲ متر در جریان روغن	درصد تغییر نسبت به لوله با طول ۲ متر در جریان آب
۶۰ متر	۱۷۸۸۴۵	۳۷۴۷۴۳	۱۷/۳	۱۸/۳
۳۶ متر	۱۷۶۶۴۹	۳۵۵۹۳۰	۱۶/۲	۱۴
۱۸ متر	۱۶۳۸۴۸	۳۳۷۴۹۷	۹/۷	۹/۳
۲ متر	۱۴۷۹۶۳	۳۰۵۹۴۵	-	-

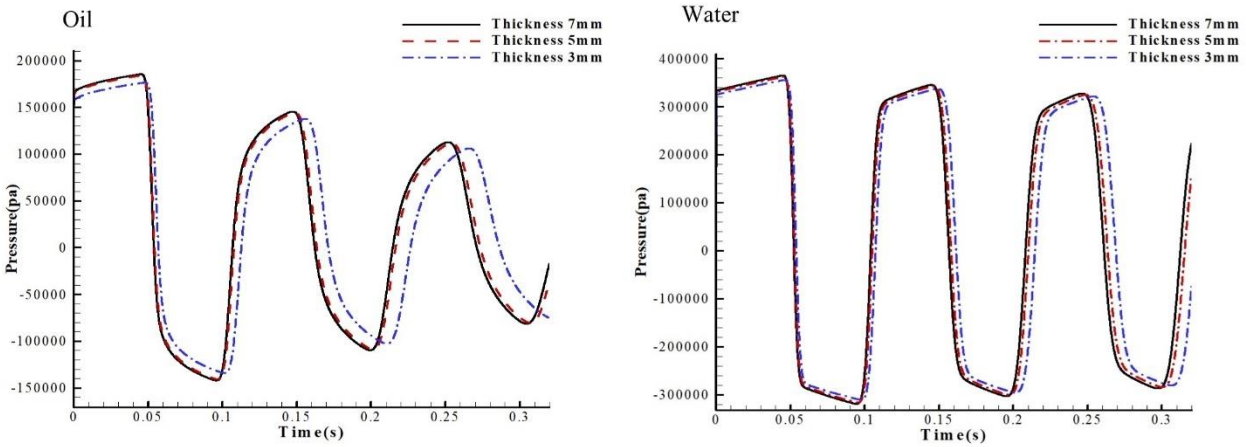
۷۶ درصد و در جریان آب ۷۸ درصد افزایش می‌یابد. این نتایج با نتایج شبیه‌سازی بیش از ۴۰ درصد اختلاف دارد.

تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ، توسط محققان دیگر نیز بررسی شده‌است. در مرجع [۱۳] مدلسازی ضربه قوچ با استفاده از روش مشخصه‌ها نشان داده‌است که در اثر کاهش مدول الاستیسیته لوله و ثابت‌ماندن دیگر شرایط عملکردی، شدت ضربه قوچ کاهش می‌یابد. در این تحقیق با کاهش مدول الاستیسیته از ۲۱۰ به ۳/۳ گیگاپاسکال، شدت ضربه قوچ ۸۶ درصد کاهش یافته‌است. در صورتیکه استفاده از روابط تئوری نشان می‌دهد که تغییرات ذکرشده در مدول الاستیسیته، ضربه قوچ را ۵۸ درصد کاهش خواهد داد. علت اختلاف بین نتایج روابط تئوری با نتایج شبیه‌سازی حاضر و مرجع [۱۳]در پیش‌بینی تأثیر مدول الاستیسیته بر شدت ضربه قوچ، ساده‌سازی‌های صورت‌گرفته در استخراج روابط تئوری است.

۷-۲ تأثیر طول لوله

جهت مطالعه‌ی اثر طول لوله بر شدت ضربه قوچ، شبیه‌سازی ضربه قوچ در چند طول لوله مختلف و در شرایط عملکردی یکسان انجام شده‌است. تغییرات فشار بر حسب زمان در نقطه انتهایی لوله در طول لوله‌های مختلف، در شکل ۸ نشان داده‌شده‌است.

شکل۸ نشان می‌دهد که طول لوله هم بر شدت ضربه قوچ و هم بر سرعت انتشار آن موثر است. با افزایش طول لوله، شدت ضربه قوچ افزایش یافته‌است. فرکانس نوسانات فشار در لوله کوتاه‌تر، بیشتر است و در زمان بسیار کمتری نوسانات فشار از بین می‌رود. به طوریکه در لوله با طول ۲ متر، بعد از زمان ۰/۱ ثانیه تقریبا فشار نوسانی‌ای وجود ندارد و در مقایسه با طول‌های دیگر نشان‌داده‌شده در شکل ۸،



شکل ۹. تغییرات فشار بر حسب زمان در نقطه *B* برای جریان روغن و آب در ضخامت‌های مختلف لوله

Figure 9. Pressure variation versus time at point *B* for oil and water flow obtained for different pipe thicknesses

در زمان بسیار کوتاهی نوسانات فشار از بین رفته‌است. مقادیر فشار بیشینه در لوله‌های با طول مختلف در دو جریان روغن و آب در جدول ۵ آورده‌شده‌است.

نتایج این قسمت نشان می‌دهند که با کاهش طول لوله از ۶۰ متر به ۲ متر، مقدار فشار بیشینه در جریان روغن ۱۷ درصد و در جریان آب ۱۸ درصد کاهش یافته‌است. بر اساس روابط تئوری (۱) و (۸) حداکثر فشار ایجادشده در اثر ضربه قوچ، تابع طول لوله نیست. اما شبیه‌سازی انجام‌شده نشان می‌دهد که هر چقدر طول لوله کمتر می‌شود، مقدار حداکثر فشار کاهش‌یافته و نوسانات ناشی از ضربه قوچ سریعتر از بین می‌رود. زیرا با کاهش طول لوله، فرکانس نوسانات فشار افزایش یافته و رفت و برگشت موج و استهلاک موج در اثر تنش برشی سریعتر اتفاق می‌افتد.

تأثیر طول لوله بر شدت ضربه قوچ، در دو تحقیق دیگر نیز بررسی شده‌است. در مرجع [۵]ضربه قوچ در دو لوله با طول‌های مختلف به صورت آزمایشگاهی بررسی شده‌است. نتایج این آزمایش‌ها نیز نشان داده که با کاهش طول لوله شدت ضربه قوچ کاهش می‌یابد. در مرجع [۱۹] نیز مدلسازی ضربه قوچ با استفاده از روش مشخصه‌ها همین تأثیر طول لوله بر شدت ضربه قوچ را نشان داده‌است.

۷-۳ تأثیر ضخامت لوله

به منظور بررسی تأثیر ضخامت لوله بر شدت ضربه قوچ، لوله‌هایی با ضخامت ۳، ۵ و ۷ میلیمتر مدل‌سازی شدند و ضربه قوچ در آنها مورد بررسی قرار گرفت. تغییرات فشار بر حسب زمان برای جریان روغن و آب در انتهای لوله، در شکل ۹ نشان داده‌شده‌است. شکل ۹ نشان می‌دهد که در لوله با ضخامت ۳ میلیمتر، کمترین افزایش فشار و در لوله با ضخامت ۷ میلیمتر بیشترین افزایش فشار ایجاد شده‌است. همچنین سرعت انتشار موج فشاری و دوره تناوب تغییرات فشار نیز تابع ضخامت لوله است. دوره تناوب در لوله‌های ضخیم‌تر، کمتر و سرعت انتشار موج تا حدودی بیشتر است.

مقایسه نتایج در جریان آب و روغن نشان می‌دهد که میزان تغییرات شدت ضربه قوچ در اثر افزایش ضخامت لوله، در جریان روغن بیشتر است. به طوریکه حداکثر فشار ایجادشده در جریان روغن از مقدار ۱۷۶۶۴۹ پاسکال در لوله با ضخامت ۳ میلیمتر، به مقدار ۱۸۵۵۸۵ پاسکال در ضخامت ۷ میلیمتر افزایش یافته‌است. به عبارتی در این افزایش ضخامت، حداکثر فشار به میزان ۵ درصد افزایش پیدا کرده‌است. در حالیکه در جریان آب حداکثر فشار ایجاد شده از مقدار ۳۵۵۹۳۰ پاسکال در ضخامت لوله ۳ میلیمتر، به مقدار ۳۶۵۱۴۳ پاسکال در ضخامت ۷ میلیمتر افزایش یافته‌است. به عبارتی در این افزایش ضخامت، حداکثر فشار به میزان ۲/۵ درصد افزایش پیدا کرده‌است. افزایش هد فشاری ناشی از ضربه قوچ در اثر افزایش ضخامت لوله، با در نظر گرفتن روابط تئوری (۱) و (۸) نیز قابل تشخیص است. استفاده از این روابط نشان می‌دهد که با افزایش

ضخامت لوله از ۳ به ۷ میلیمتر، حداکثر فشار در جریان روغن به میزان ۳/۲ درصد و در جریان آب ۳/۸ درصد افزایش می‌یابد. این نتایج با نتایج شبیه‌سازی بیش از ۳۰ درصد اختلاف دارد. همچنین بر خلاف نتایج شبیه‌سازی، بر اساس تحلیل تئوری ژوکوفسکی در رابطه (۱)، میزان تغییرات شدت ضربه قوچ در اثر افزایش ضخامت لوله، در جریان آب بیشتر است. با توجه به ساده‌سازی‌های صورت‌گرفته در استخراج این روابط تئوری و همچنین با توجه به دقت قابل قبول نتایج شبیه‌سازی در محاسبه ضربه قوچ در حالت مبنا (که در قسمت صحت‌سنجی بیان شد) می‌توان گفت بررسی دقیق تأثیر ضخامت لوله بر شدت ضربه قوچ از طریق شبیه‌سازی عددی امکان‌پذیر است. بر اساس اطلاع نویسندگان در تحقیقات منتشرشده در زمینه ضربه قوچ، تا به حال تأثیر ضخامت لوله بر شدت ضربه قوچ بررسی نشده‌است.

۸-نتیجه‌گیری

در این مقاله پدیده ضربه قوچ ناشی از بستن ناگهانی شیر در یک خط لوله به صورت عددی شبیه‌سازی شد. شبیه‌سازی برای یک نوع روغن با لزجت زیاد و برای آب انجام گردید. رژیم اولیه جریان آب، آشفته و در جریان روغن، آرام بوده‌است. جهت شبیه‌سازی ضربه قوچ، معادلات فیزیکی حاکم بر سیستم با لحاظ‌کردن لزجت و تراکم پذیری سیالات و همچنین خاصیت کشسانی لوله، مد نظر قرارگرفت. مجموعه معادلات دیفرانسیلی حاکم بر مسأله با روش حجم محدود و با استفاده از نرم افزار انسیس- فلوئنت حل شد. همچنین پدیده ضربه قوچ تجزیه و تحلیل شد و بر اساس نتایج شبیه‌سازی، رفتار سیال در طول زمان در چند دوره تناوب انتشار ضربه قوچ به صورت دقیق بررسی شد. به علاوه مطالعه پارامتری صورت گرفت و تأثیر پارامترهای مختلف بر شدت ضربه قوچ مطالعه شد. خلاصه نتایج حاصل از مطالعه صورت‌گرفته عبارتند از:

• مقایسه نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی با نتایج آزمایشگاهی نشان داد هم برای جریان آب و هم برای جریان روغن، تطابق بسیار خوبی میان نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی و نتایج آزمایشگاهی در زمان‌های مختلف وجود دارد. در صورتیکه شبیه‌سازی دوبعدی تقارن محوری دقت بسیار کمتری دارد. اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی با نتایج آزمایشگاهی، با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. بنابراین در جریان مغشوش شبیه‌سازی ضربه قوچ به صورت سه بعدی الزامی به نظر می‌رسد.

• بررسی تغییرات فشار بر حسب زمان در مقاطع مختلف لوله نشان داد که فشار حداکثر و حداقل در قسمت انتهایی لوله یعنی در محل شیر ایجاد می‌شود. بنابراین در طراحی خطوط لوله باید توجه داشت که قسمت قبل از شیر در ناحیه انتهایی لوله، ناحیه بحرانی از نظر شدت ضربه قوچ است. در قسمت‌های دیگر لوله به دلیل لزجت سیال و تأثیرات تنش برشی، مقدار نوسانات ناشی از ضربه قوچ کاهش می‌یابد. هر چه لزجت سیال بیشتر باشد و عدد رینولدز کوچکتر باشد، تفاوت فشار ناشی از ضربه قوچ در مقاطع مختلف لوله و در زمان‌های مختلف بیشتر می‌شود. به طوریکه در جریان آب در چندین دوره تناوب، شکل مربعی پیک‌های ایجادشده در نمودار توزیع فشار بر حسب زمان، حفظ شده و دامنه پاسخ ثابت می‌ماند که نشان‌دهنده استهلاک و افت انرژی کم در سیستم است.

کانتور سرعت محوری در زمان‌های مختلف دو ناحیه با رفتار متفاوت را نشان داد. ناحیه مجاور جداره لوله و ناحیه محور لوله. در ناحیه مجاور لوله تأثیرات لزجت سیال غالب بوده، گرادیان‌های سرعت بزرگتر است و تغییرات سرعت سریعتر رخ می‌دهد. در حالیکه ناحیه محور لوله تحت تأثیر نیروهای اینرسی سیال است و تمایل دارد الگوی جریان حالت پایدار خود را حفظ کند. مقایسه کانتورها در جریان آب و روغن نشان داد که روند کیفی رفتار دو سیال در طی زمان مشابه است، با این تفاوت که با افزایش عدد رینولدز در جریان آب، ناحیه محور لوله بسیار بزرگتر است و جریان برگشتی فقط در یک ناحیه کوچک، نزدیک دیواره رخ می‌دهد. زیرا در جریان آب تأثیرات اینرسی سیال به دلیل اغتشاشات جریان افزایش یافته‌است.

بررسی تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ نشان داد شدت ضربه قوچ در لوله مسی بیشتر از لوله بتنی و در لوله بتنی بیشتر از لوله پلاستیکی است. فرکانس نوسانات فشار نیز در لوله مسی بیشترین و در لوله پی‌وی‌سی کمترین مقدار را دارد. مقدار فشار بیشینه در جریان آب و در لوله با جنس پی‌وی‌سی به میزان ۵۷ درصد کمتر از فشار بیشینه در لوله مسی است. به طور کلی با کاهش مدول الاستیسیته، شدت ضربه قوچ نیز کاهش می‌یابد. تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ، در جریان آب نسبت به جریان روغن بیشتر است. بنابراین تأثیر جنس لوله بر شدت ضربه قوچ، با افزایش عدد رینولدز، بیشتر می‌شود. این نتایج نشان می‌دهد که در انتخاب جنس لوله، طراح باید به تأثیر

جنس لوله بر شدت ضربه قوچ ایجادشده نیز توجه داشته باشد و تا حد ممکن لوله‌هایی با مدول الاستیسیته کمتر را انتخاب کند.

•تأثیر طول لوله بر شدت ضربه قوچ بررسی‌شده و نتایج نشان داد با کاهش طول لوله، شدت ضربه قوچ کاهش یافته و نوسانات فشار در مدت زمان کمتری از بین می‌رود. به طوریکه با کاهش طول لوله از ۶۰ متر به ۱۸ متر، مقدار فشار بیشینه در جریان آب ۱۱ درصد کاهش می‌یابد. تأثیر طول لوله بر شدت ضربه قوچ، با افزایش عدد رینولدز بیشتر می‌شود. نتایج این بررسی می‌تواند تأثیر بسیار زیادی در کنترل ضربه قوچ داشته‌باشد. زیرا با انتخاب طول لوله‌های کوتاه‌تر و درنظرگرفتن محل مناسب برای نصب شیرآلات، می‌توان شدت ضربه قوچ را تا حدود زیادی کاهش داد و از این طریق هزینه‌های اولیه (با کاهش ضخامت مورد نیاز لوله در اثر کاهش فشار حداکثر سیستم) و هزینه‌های عملکردی سیستم را کم کرد.

•تأثیر ضخامت لوله بر شدت ضربه قوچ بررسی شده و نتایج نشان داد که با افزایش ضخامت لوله، شدت ضربه قوچ افزایش می‌یابد. همچنین سرعت انتشار موج فشاری و دوره تناوب تغییرات فشار نیز تابع ضخامت لوله بوده و دوره تناوب در لوله‌های ضخیم‌تر، کمتر و سرعت انتشار موج تا حدودی بیشتر است. افزایش ضخامت از ۳ میلیمتر به ۷ میلیمتر، حداکثر فشار را در جریان روغن به میزان ۵ درصد افزایش داد. نتایج به‌دست‌آمده در این قسمت، در طراحی خطوط لوله در جریان‌های گذرا اهمیت به سزایی دارد. در جریان پایدار ضخامت لوله بر مبنای حداکثر فشار جریان داخل لوله یا فشار طراحی محاسبه می‌شود. برای تعیین ضخامت لوله در جریان‌های گذرا، علاوه بر درنظرگرفتن فشار جریان در حالت پایدار، لازم است نوسانات فشار حاصل از ضربه قوچ احتمالی نیز لحاظ گردد. برخی طراحان برای افزایش ضریب اطمینان، مقدار ضخامت لوله را بیشتر از مقدار محاسبه‌شده بر اساس استاندردهای طراحی در نظر می‌گیرند. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده در این تحقیق، انتخاب ضخامت‌های بیشتر از حد نیاز، شدت ضربه قوچ را مجددا نسبت به محاسبات اولیه افزایش داده و می‌تواند بر عملکرد سیستم تأثیر منفی بگذارد، به طوریکه بر خلاف انتظار با افزایش ضخامت لوله، لوله در فشارهای پایین‌تری آسیب ببیند.

به این ترتیب مشاهده می‌شود که شبیه‌سازی ضربه قوچ ابزار مناسبی را جهت تجزیه و تحلیل جریان گذرای حاصل از ضربه قوچ ارائه می‌دهد و می‌توان از آن به عنوان یک روش مناسب جهت محاسبه مقادیر فشارهای حداکثر و حداقل بهره برد. با شبیه‌سازی ضربه قوچ می‌توان رفتار سیال را در طول زمان بررسی نموده و مقادیر پارامترهای عملکردی همچون سرعت و فشار را در هر نقطه از جریان در طی زمان محاسبه کرد. همچنین می‌توان تأثیر پارامترهای مختلف را بر ضربه قوچ مورد بررسی قرار داده و بهترین انتخاب را برای پارامترهای مختلف در جهت کاهش تأثیرات مخرب ضربه قوچ انجام داد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

a	سرعت موج، m/s
D	قطر لوله، m
E	مدول الاستیسیته، N/m^2
e	ضخامت لوله، m
H	هد فشاری m
K	مدول بالک سیال، N/m^2
k	انرژی جنبشی اغتشاش، m^2/s^2
L	طول لوله، m
P	فشار، N/m^2
T	دوره تناوب موج فشاری، s
t	زمان، s
u_i	مولفه های سرعت سیال، m/s
V	سرعت متوسط ، m/s

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
μ	ضریب لزجت دینامیکی، $N.s/m^2$
λ	ضریب لزجت ثانویه، $N.s/m^2$
ε	نرخ اتلاف اغتشاش، m^2/s^3

مراجع

[1]M. Kahrom, Water processing and transmission systems, 4th Ed, Ferdowsi University of Mashhad, (2002) (in Persian).

[2]B. B. Sharp, D. B. Sharp, Water Hammer: Practical Solutions, 1st Ed., Elsevier Science, (1996).

[3]F.M. Wood, History of Water Hammer, 1st Ed, Queen's University at Kingston, Ontario, (1970).

[12]Y. Hassanzadeh, N. Kardan, M. Hassanzadeh, J. Zamanian, Comparison of the Controlling Methods of the Maximum and Minimum Pressures Resulting from Water Hammer Phenomenon in High Pressure Pumping Stations, Journal of Water and Soil Knowledge, 2016 (In Persian).

[13]M. Kandil, A.M. Kamal, T.A. El-Sayed, Effect of Pipes materials on Water Hammer, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 179 (2019) .103996

[14]J. Fernández-Pato, P. García-Navarro, Finite volume simulation of unsteady water pipe flow, Drinking Water Engineering and Science, 2)7) (2014) 92–83.

[15]U. Naik, D. S. Bhat, Water Hammering Effects in Pipe System and Dynamic Stress Prediction, International Journal of Emerging Research in Management &Technology, 4 (2015) 9359-2278.

[16]C. Wang, H. Nilsson, J. Yang, O. Petit, 1D–3D Coupling for Hydraulic System Transient Simulations, Computer Physics Communications, 210 (2017) 9–1.

[17]I. G. Currie, Fundamental Mechanics of Fluids, 4th Ed., CRC Press Book, (2012).

[18]H. Versteeg, W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method, 2nd Ed., Pearson, (2007).

[19]F. Salmas, B. Oghat, Sensitivity Analysis for Water Hammer Problem in Pipeline, Iranica Journal of Energy & Environmen, 2)5) (2014) 131-124.

[4]E. L. Holmboe, W. T. Rouleau, The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines, Journal of Basic Engineering, 1)89) (1967) 180-174.

[5]T. W. Choon, L. K. Aik, L. E. Aik, T. T. Hin, Investigation of Water Hammer Effect Through Pipeline System, International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology, 3)2) (2012) 53-48.

[6]A. Kodura, An Analysis of the Impact of Valve Closure Time on the Course of Water Hammer, Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics, 1)63) (2016) 45–35.

[7]E. B. Wylie, V. L. Streeter, S. Lisheng, Fluid Transient in Systems, 1st Ed., Pearson, (1993).

[8]M. H. Chaudhry, Applied Hydraulic Transients, 3rd Ed., Springer-Verlag, New York, (1987).

[9]A. Bergant, A. S. Tijsseling, J. P. Vítkovský, D. I. C. Covas, A. R. Simpson, M. F. Lambert, Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing-Part 1: Mathematical tools, Journal of Hydraulic Research, 3)46) (2008) 381–373.

[10]M. Rohani, M. H. Afshar, Simulation of transient flow caused by pump failure: Point-Implicit Method of Characteristics, Annals of Nuclear Energy, 12)37) (2010) 1750–1742.

[11]C. Wang, J.-D. Yang, Water Hammer Simulation Using Explicit–Implicit Coupling Methods, Journal of Hydraulic Engineering, 4)141) (2015) 11-1-04014086.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Mohammadi, M. Aghaei, Numerical simulation of water hammer in various fluids due to a fast valve closure , Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 4171-4188.

DOI: 10.22060/mej.2020.18624.6865

این صفحه عمداً خالی است