مقاله کوتاه

اثر منحنی بستن شیر و مدل اصطکاک نا مانا در استهلاک نوسانات فشاری در یک شبکه لوله

علی وکیل * و بهار فیروزآبادی **
دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(دریافت مقاله: ۸۴/۴/۲۲– دریافت نسخه نهایی: ۸۵/۸/۶)

چکیده – آنچه به نام ضربه قوچ در شبکه‌های خط لوله شناخته می‌شود، شرایط گذرایی است که ممکن است به علت تغییرات سریع در شیرها، راه اندازی یا متوقف شدن پمپها و تغییر بار مصرفی توربینها رخ دهد. در این حالت اغتشاشات وارده با سرعت صوت به صورت موج فشاری مثبت یا منفی در سیستم حرکت کرده و به علت تنش برشی دیوار مستهلک می‌شود. مقایسه نتایج نظری و تجربی نشان داده است که در استهلاک امواج فشاری، مدل اصطکاک مانا و یا شبه مانا به پیش بینی غلط حوادث گذرایی منجر می‌شود. در حقیقت نیمرخهای سرعت در شرایط نامانا، گرادیانهای شدیدتری داشته و در نتیجه تنش برشی از حالت مانا بیشتر خواهد بود. در این مقاله شرایط گذرایی یک سیستم ساده شیر– لوله– مخزن با اعمال یکی از مدلهای اصطکاک نامانا و با روش مشخصه‌ها بررسی و با حالتی که جمله اصطکاک مانا در نظر گرفته شده مقایسه خواهد شد. نتایج نشان می‌دهند که با استفاده از مدل اصطکاک نا مانا (مدل برونون) نوسانات سریعتر مستهلک می‌شوند که انطباق بیشتری با نتایج تجربی دارد. به طوری که در بعضی حالات عدم حضور جمله نامانا به معنی عدم استهلاک نوسانات بوده و اختلاف قابل توجهی در مقایسه نتایج تجربی و نظری مشاهده می‌شود. علاوه بر آن نتایج حاضر نشان می‌دهد که مدلسازی ضربه قوچ با جمله اصطکاک مانا پیک فشار را بیشتر از مدل اصطکاک نا مانا پیش بینی کرده و این اختلاف با تغییر قانون بستن شیر تغییرمی کند.

واژگان کلیدی : روش مشخصه‌ها– جریان نا مانا– مدل اصطکاک نا مانا.

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]

Effects of Valve Closing Law and Unsteady Friction Model on Damping Pressure Waves in a Network

A. Vakil and B. Firoozabadi
Mechanical Engineering Department, Sharif University of Technology

Abstract: ***Water-hammer is a transient condition which may occur in a network as a result of rapid or slow valve closures, pump failures, changes in turbine loading, etc. It creates high and low pressure waves which travel along the system and decay as***

* – دانشجوی کارشناسی ارشد ** – استادیار

a result of wall shear stress. Comparison of experimental and theoretical results revealed the failure of steady or quasi-steady models in correctly predicting the damping process of the pressure waves. In fact, the velocity profiles have greater gradients under unsteady conditions which results in higher shear stresses compared to the steady condition. In this paper, the transient condition in a network (valve-pipe-tank system) is investigated by implementing one of the unsteady friction models (Brunone model) into the method of characteristics (MOC). Results show that using the unsteady friction model damps the pressure waves more rapidly, the absence of which may result in disagreement between theoretical and experimental values. In addition, this work shows that pressure rise due to the water hammer phenomenon can not be correctly determined without effecting the unsteady friction factor. The valve closure law affects pressure rise prediction.

Keywords: *Method of characteristics, Transient flow, Unsteady friction models.*

فهرست علائم

a	سرعت موج فشاری	H	هد پیزومتریک
D	قطر لوله	P	فشار پیزومتریک
f	ضریب اصطکاک دارسی - وایسباخ	Q	دبی سیال
f_u	ضریب اصطکاک نا مانا	V	سرعت میانگین لحظه‌ای
k	ضریب ثابت در اصطکاک نا مانا مدل برونون	α	زاویه لوله نسبت به افق
L	ترکیب خطی از معادلات مومنتوم و پیوستگی با ضریب نامشخص λ	ρ	چگالی سیال

۱- مقدمه

تلفات انرژی در جریان لوله‌ها همیشه به علت گرانروی سیال است. به طور مرسوم دربیان اصطکاک دیواره‌ها و سیال از معادلهٔ حالت مانا یا شبه مانا استفاده می‌شود. به بیان دیگر، فرض می‌شود که ضریب اصطکاک در جریان گذرا نیز ثابت و برابر مقدار اولیه (مدل مانا) و یا وابسته به عدد رینولدز آنی و محلی (مدل شبه مانا) باشد [۱و۲]. این فرض برای حالتهای گذرای کُند که در آنها تنش برشی دیوار رفتار شبه مانا دارد قابل قبول است. اما در حالتهای گذرای تُند مقایسه نتایج تجربی با نتایج محاسباتی مربوط به مدل اصطکاکی مانا، اختلاف قابل توجهی در استهلاک نوسانات نشان داده است[۳و۴]. در حقیقت نیمرخهای سرعت در شرایط نا مانا گرادیانهای شدیدتری داشته و در نتیجه تنش برشی از حالت مانا بیشتر خواهد بود [۵و۶]. تنش برشی در جریانهای گذرا هم به میانگین سرعت لحظه‌ای (سرعت میانگین درهرمقطع لوله که فقط تابع زمان است) و هم به نرخ تغییرات سرعت، یا محتوای فرکانسی تغییرات سرعت با زمان، وابسته است و هارمونیکهای مرتبه بالاتر امواج به علت افزایش تنش برشی بسیار سریعتر از مؤلفه‌های با فرکانس کمتر مستهلک می‌شوند[۴]. در نتیجه اثرات اصطکاک وابسته به فرکانس باعث اعوجاج در موجهای پیش رونده می‌شود. مقدار اختلاف تجربی و نظری به شرایط حاکم بر جریان (گذرای تُند یا کُند، جریان آرام یا مغشوش) و خواص سیال (لزجت) وابسته است[۷]. این عدم دقتها در مدلهای عددی ممکن است به پیش‌بینی غلط جدایی ستون مایع و کاویتاسیون بخاری منجر شود. به این منظور مدلهای اصطکاک نا مانا یک بعدی و دوبعدی زیادی برای بررسی جریان گذرا در لوله‌ها در مقالات مختلف ارائه شده است. مدلهای اصطکاک نا مانا را می‌توان به شش گروه زیر طبقه بندی کرد [۹]:

۱- جمله اصطکاک به میانگین سرعت لحظه‌ای در هر مقطع، $\overline{V}(t)$، وابسته است.

۲- جمله اصطکاک به میانگین سرعت لحظه‌ای در هر مقطع $\overline{V}(t)$، شتاب محلی لحظه‌ای، $\frac{\partial \overline{V}}{\partial t}$، وابسته است، (مدل دیلی).

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]

۳- جمله اصطکاک به میانگین سرعت لحظه‌ای در هر مقطع $\overline{V}(t)$، شتاب محلی لحظه‌ای، $\frac{\partial \overline{V}}{\partial t}$ و شتاب جابه‌جایی لحظه‌ای $\overline{V}\frac{\partial \overline{V}}{\partial x}$، وابسته است.

۴- جمله اصطکاک به میانگین سرعت لحظه‌ای در هر مقطع $\overline{V}(t)$ و دیفیوژن، $\frac{\partial^2 \overline{V}}{\partial x^2}$، وابسته است.

۵- جمله اصطکاک به میانگین سرعت لحظه‌ای در هر مقطع، $\overline{V}(t)$ و تغییرات تاریخچه سرعت وزن شده با $W(\tau)$ وابسته است، (مدل زیلکه).

۶- جمله اصطکاک به توزیع سرعت لحظه‌ای جریان وابسته است (مدلهای دوبعدی)

در مدلهای یک بعدی از لحاظ جبری جمله‌های نا مانا به جمله اصطکاک مانا اضافه می‌شود. در این مدلها وابستگی اصطکاک به فرکانس به‌طور صریح بیان نشده است و دو دیدگاه (گروه سوم و پنجم) به صورت زیر است:

در اولین دیدگاه جمله اصطکاک نا مانا بر پایه تاریخچه شتاب جریان محاسبه می‌شود، زیلکه [۴] مدلی برای اصطکاک وابسته به فرکانس در جریانهای آرام گذرا استخراج کرده است (گروه پنجم). در این مدل جمله اصطکاک به سرعت جریان متوسط آنی و تغییرات تاریخچهٔ سرعت وزن شده وابسته است. روش زیلکه به منظور محاسبهٔ جمله انتگرال که شامل تغییرات تاریخچهٔ سرعت وزن شده است به ذخیرهٔ تمام سرعتهای محاسبه شده در بازه‌های زمانی قبل نیاز دارد. برای کاهش زمان و حجم محاسبات تریخا [۱۰] و سوزوکی و همکاران [۱۱] تقریبهایی بر مدل زیلکه ارائه داده‌اند.

در دیدگاه دوم جمله اصطکاک به مقادیر شتاب لحظه‌ای وابسته است. این مدلها شامل مدل اولیه دیلی و همکاران است، که در آن اصطکاک نا مانا به سرعت جریان متوسط آنی و شتاب محلی آنی وابسته است. برونون و همکاران [۸و۹] مدلی توسعه یافته از مدل دیلی استخراج کرده اند، که در آن شتاب جابه‌جایی به مدل اولیه دیلی اضافه شده است (گروه سوم). مدل برونون نسبتاً ساده است و تطبیق خوبی بین نتایج اندازه‌گیری و محاسبه شده را نشان می‌دهد. از طرف دیگر مدلهای یک بعدی قابل اعمال در روش مشخصه‌ها (MOC) هستند.

در مدلهای دو بعدی و شبه دو بعدی نیمرخ سرعت واقعی در سطح مقطع مورد توجه قرار می‌گیرد و جریانهای گذرا با دقت بالاتری قابل مدل شدن هستند. این مدلها با فیزیک موج و دیفیوژن آشفتگی سازگارترند. در این حالت معادلات حاکم بر جریانهای آشفته گذرا، یک سیستم معادلات دیفرانسیل پاره‌ای هذلولوی- سهموی را ایجاد می‌کند که در حالت کلی به صورت تحلیلی قابل حل نیستند و فقط برای حالتهای خاص جریانهای آرام نا مانا می‌توان حل تحلیلی برای نیمرخ سرعت به‌دست آورد. از حلهای عددی مختلفی که وجود دارند می‌توان به دو حل زیر اشاره کرد:

۱- حل عددی واردی- وانگ [۱۲] و روشهای مشابه آن که قسمت هذلولوی معادلات حاکم به روش مشخصه‌ها (MOC) و قسمت سهموی به روش تفاضل محدود (FD) مدل می‌شود. در حقیقت بخش موجی را به روش مشخصه‌ها و بخش دیفیوژنی را به روش تفاضل محدود مدل می‌کند.

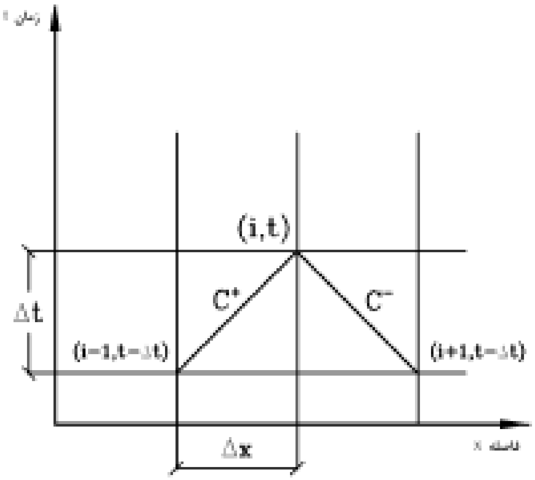
۲- حل پزینگا [۱۳] که از روشهای متکی به FD به منظور حل هر دو قسمت هذلولوی و سهموی معادلات حاکم استفاده می‌کند.

در این مقاله ابتدا به معادلات حاکم بر شرایط گذرا (بخش دوم) و روش حل آنها توسط روش مشخصه‌ها (بخش سوم) و شرایط مرزی ساده مخزن و شیر اشاره می‌شود. در بخش چهارم مدل اصطکاکی برونون، ضریب اصطکاک واردی و تغییر خطوط مشخصه‌ها به علت جمله اصطکاک نا مانا ارائه می‌شود. در بخش آخر نیز پس از بررسی اعتبار کد رایانه‌ای نوشته شده در شبکه مخزن- لوله- شیرو مقایسه نتایج با نتایج مرجع [۲]، چگونگی تأثیر مدل اصطکاک نا مانا در نتایج بررسی قرار می‌شود.

۲- معادلات حاکم

معادلات یک بعدی حاکم بر جریانهای گذرا با فرضیات

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]



شکل ۱- شبکه xt برای حل یک لوله تنها

تراکم پذیری سیال، الاستیک بودن دیواره‌های لوله به طور خطی و تلفات اصطکاکی مانا، بر حسب دو متغیر وابسته سرعت، $V(x,t)$ و فشار، $P(x,t)$ و دو متغیر مستقل مکان در طول لوله، x و زمان، t به صورت زیر هستند [۱و۲]:

$$L_1 = \frac{\partial V}{\partial t} + V\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + g\sin\alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \qquad (۱)$$

$$L_2 = \frac{\partial P}{\partial t} + V\frac{\partial P}{\partial x} + \rho a^2\frac{\partial V}{\partial x} = 0 \qquad (۲)$$

۳- روش حل

معادلات (۱) و (۲) به صورت معادلات دیفرانسیل پاره‌ای هذلولوی غیر خطی هستند و در حالت کلی به جز روشهای عددی حل دیگری ندارند. یکی از روشهای عددی متداول برای حل این معادلات روش مشخصه‌هاست، که معادلات دیفرانسیل جزیی را تبدیل به معادلات دیفرانسیل عادی می‌کند[۱و۲]. با صرف نظر از جمله جابه‌جایی در معادله تکانه خطی، معادلات (۱) و (۲) بر حسب دبی، $Q(x,t)$ و هد پیزومتریک، $H(x,t)$ به صورت زیر باز نویسی می‌شوند:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA\frac{\partial H}{\partial x} + f\frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \qquad (۳)$$

$$L_2 = a^2\frac{\partial Q}{\partial x} + gA\frac{\partial H}{\partial t} = 0 \qquad (۴)$$

روش مشخصه‌ها ترکیب خطی از معادلات (۳) و (۴) را با ضریب نامشخص λ به صورت زیر در نظر می‌گیرد:

$$\begin{aligned} L = L_1 + \lambda L_2 &= \lambda gA\left[\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda}\frac{\partial H}{\partial x}\right] \\ &+ \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2\frac{\partial Q}{\partial x}\right] + f\frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \end{aligned} \qquad (۵)$$

با تعریف مشتق کلی و برابر قرار دادن ضرایب $\frac{\partial Q}{\partial x}$ و $\frac{\partial H}{\partial x}$، خطوط مشخصه مثبت و منفی به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\lambda} = \lambda a^2 \quad \text{یا} \quad \frac{dx}{dt} = \pm a \qquad (۶)$$

با جایگزینی مقادیر λ در معادلهٔ (۵) دو جفت معادلات که به هم وابسته‌اند به دست می‌آید

$$C^-\begin{cases} -\frac{gA}{a}\frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + f\frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = -a \end{cases}$$

و (۷)

$$C^+\begin{cases} \frac{gA}{a}\frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + f\frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = +a \end{cases}$$

حال با انتگرال‌گیری معادلات (۷) در راستای خطوط مشخصه شان، معادلات تفاضل محدودی حاصل می‌شود که با دانستن شرایط $(i-1,t-\Delta t)$ و $(i+1,t-\Delta t)$، در هر گرهٔ داخلی شبکه در مقطع i، دو معادلهٔ سازگاری (۸) به طور همزمان برای مقادیر نامعلوم $Q(i,t)$ و $H(i,t)$ حل می‌شود و در زمان پیش می‌رویم (شکل ۱):

$$C^-:\ H_{(i,t)} = C_{(i+1,t-\Delta t)} + B_{(i+1,t-\Delta t)}Q_{(i,t)}$$

و (۸)

$$C^+:\ H_{(i,t)} = C_{(i-1,t-\Delta t)} - B_{(i-1,t-\Delta t)}Q_{(i,t)}$$

در مرزها فقط یک خط مشخصه وجود دارد, در نتیجه به یک معادله اضافی بین H,Q نیاز داریم، چنین رابطه هد- دبی را یک شرط مرزی می‌نامیم.

۳-۱- شرط مرزی مخزن بالادست

در یک مخزن بزرگ در بالا دست جریان، معمولاً می‌توان

خط هیدرولیکی را در طی یک حالت گذرا ثابت درنظر گرفت. این شرط مرزی بیان می‌کند: $H_{(1,t)} = H_R$، که در آن H_R ارتفاع سطح مخزن بالای خط تراز است. با حل همزمان $H_{(1,t)} = H_R$ و معادله سازگاری C^- مقادیر $Q(1,t)$ و $H(1,t)$ در زمانهای بعدی حاصل می‌شود.

۳-۲- شرط مرزی شیر در پایین دست انتهای لوله

معادله اریفیس در حالت کلی به صورت زیر است [۲]:

$$Q = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \sqrt{\Delta H} \tag{۹}$$

Q_0 دبی جریان مانا و H_0 افت هد حالت مانا در شیر و ΔH افت آنی در خط تراز هیدرولیکی در شیر و τ یک کمیت بی بعد بوده که در آن $C_d A_G$ حاصل ضرب سطح مقطع باز شیر در ضریب تخلیه است:

$$\tau = \frac{C_d A_G}{(C_d A_G)_0} \tag{۱۰}$$

با حل همزمان معادله (۹) و معادله سازگاری C^+ مقادیر $Q(N+1,t)$ و $H(N+1,t)$ در زمانهای بعدی حاصل می‌شود.

$$Q_{(N+1,t)} = -B_{(N,t-\Delta t)} C_v + \sqrt{\left(B_{(N,t-\Delta t)} C_v\right)^2 + 2 C_v C_{(N,t-\Delta t)}} \tag{۱۱}$$

که در آن $C_v = \frac{(Q_0 \tau)^2}{2H_0}$ و N نشان دهنده تعداد تقسیمات لوله است.

۴- مدل اصطکاکی برونون

در این مدل جمله اصطکاک به سرعت جریان متوسط لحظه‌ای، V، شتاب محلی لحظه‌ای، $\frac{\partial V}{\partial t}$ و شتاب جابه‌جایی لحظه‌ای، $V \frac{\partial V}{\partial x}$، وابسته است. به بیان دیگر، ضریب اصطکاک مرکب از دو قسمت خواهد بود: بخش شبه مانا دارسی- وایسباخ، f_q، و بخش نا مانا، f_u،

$$f = f_q + f_u$$

بر اساس مدل برونون ضریب اصطکاک نا مانا به صورت زیر است:

$$f_u = \frac{kD}{V|V|}\left(\frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x}\right) \tag{۱۲}$$

ویتکوفسکی فرمول بالا را به منظور گرفتن علامت جمله جابه‌جایی به صورت زیر اصلاح کرد [۹]:

$$f_u = \frac{kD}{V|V|}\left(\frac{\partial V}{\partial t} + a\,\mathrm{sign}(V)\left|\frac{\partial V}{\partial x}\right|\right) \tag{۱۳}$$

که در آن $\mathrm{Sign}(V) = 1$ وقتی که $V \ge 0$ و $\mathrm{Sign}(V) = -1$ وقتی که $V < 0$. ضریب k هم مستقیما" به صورت تجربی به دست می آید و هم واردی توسط ضریب اتلاف، C^* به صورت زیر تعریف کرده است[۹]:

$$k = \frac{\sqrt{C^*}}{2} \begin{cases} C^* = 0.00476 & \text{برای جریان آرام} \quad (۱۴) \\ C^* = \dfrac{7.41}{Re^{\log_{10}\left(14.3/Re^{0.05}\right)}} & \text{برای جریان آشفته} \quad (۱۵) \end{cases}$$

مرجع [۸] مقادیر تجربی k را بین ۰/۰۳ و ۰/۱۵ ذکر کرده است.

۴-۱- معادلات مشخصه با جمله اصطکاک نا مانا

به منظور در نظر گرفتن جمله اصطکاک نا مانا، معادله L_1 با مدل اصلاح شده برونون به صورت زیر قابل بازنویسی است[۱۴]:

$$L_1 = Q_t + gAH_x + \frac{fQ|Q|}{2DA} + k\left(Q_t + a\phi_A Q_x\right) = 0 \tag{۱۶}$$

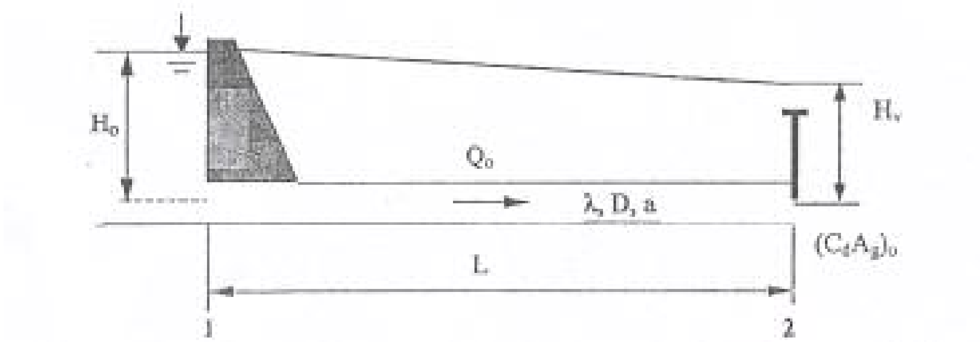
که در آن $\phi_A = -1$ برای $VV_x < 0$ و $\phi_A = +1$ برای $VV_x \ge 0$ است. برای معادله (۵) داریم:

$$L = \lambda\left[H_t + \frac{gA}{\lambda} H_x\right] + (1+k)\left[Q_t + \frac{\lambda a^2 + gAka\phi_A}{(1+k)gA} Q_x\right] + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \tag{۱۷}$$

با توجه به تعریف مشتق کلی، خواهیم داشت:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{gA}{\lambda} = \frac{\lambda a^2 + gAka\phi_A}{(1+k)gA} \tag{۱۸}$$

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]



شکل ۲- شماتیک مسئله شیر- لوله- مخزن (شیر در انتهای لوله قرار دارد)

جدول ۱- مشخصات فیزیکی مسئله [۲] و قانونهای بستن شیر

$\tau=\left(1-{t}/{t_c}\right)^{E_m}$ قانون بستن شیر به‌طور خطی		قانون بستن شیر به‌طور توانی		هد تانک بالا دست (m)	ضریب اصطکاک دارسی	قطر لوله (m)	سرعت صوت $\left({m}/{s}\right)$	طول لوله (m)
E_m = ۱	t_c=۰/۱s	E_m = ۱/۵	t_c=۲/۱s	۱۵۰	۰/۰۱۸	۰/۵	۱۲۰۰	۶۰۰

که در آن:

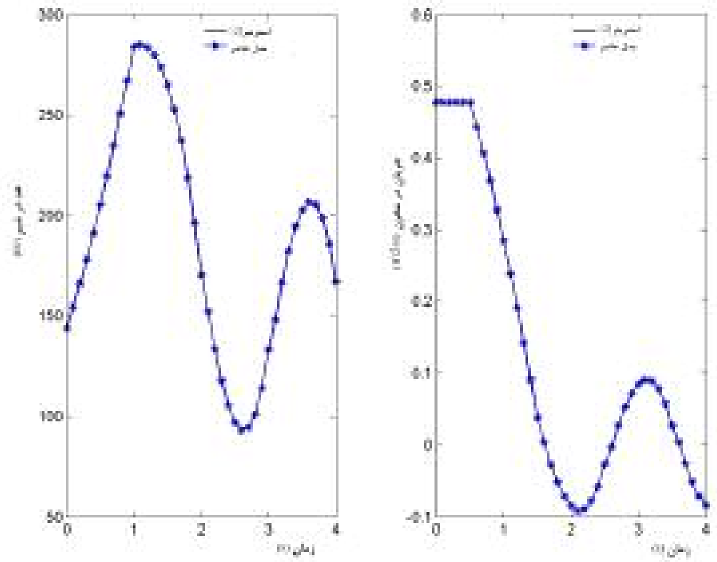
$$\lambda=-\frac{gAk}{2a}\phi_A\pm\frac{gA}{2a}(k+2) \tag{۱۹}$$

پس مشاهده می‌شود که با اضافه کردن جمله اصطکاک نـا مانـا زاویه خطوط مشخصه از $\pm a$ به $\pm\frac{a}{1+k}$ تغییر مـی‌کنـد. حـال با انتگرال گیری روی خطوط مشخصه جدید، معادلات تفاضـل محدود اصلاح شده حاصل می‌شود.

۵- اعتبار بخشی به کد رایانه‌ای و ارائه نتایج

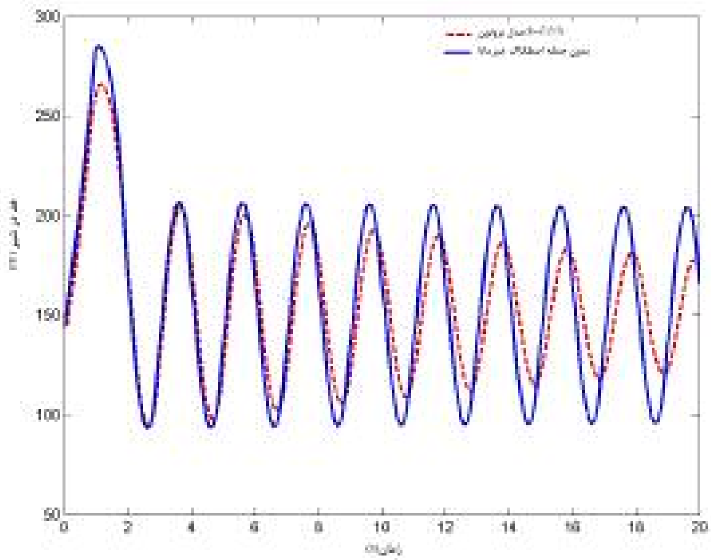
به منظور اعتبار بخشیدن بـه کـد رایانـه‌ای حاضـر، از سـاده ترین و شاید اساسیترین مثـال بـرای توضـیح شـرایط گـذرایی، مسئله شیر- لوله- تانک ، استفاده شده کـه در مرجـع [۲] آمـده است. در شکل (۲) شماتیکی از هندسه مسئله مشاهده می‌شـود که شیر با علامت T نشان داده شده است. مشخـصات فیزیکـی مسئله و قانون بستن شیر در جدول (۱) مشخص شده‌اند.

شکل (۳) تغییرات دبی در سیستم خط لوله، شکل(۳-الـف) و هد در محل شیر، شکل (۳-ب) را نسبت به زمان بدون اعمال جمله اصطکاک نا مانا و در مقایسه با نتایج مرجع[۲] نشان مـی دهد و موید انطباق کامل نتایج کد رایانه‌ای حاضر با مرجـع [۲] است که دور از انتظار نیست. در این حالت قـانون بـسته شـدن شیر به طور نمایی است. با گذشت زمان سیکل نوسانات تکـرار شده و انتظار می‌رود که موج فشاری به علت تنش برشی دیـوار مستهلک شود. همان‌طور کـه ذکـر شـد تـنش برشـی دیـوار در حالت گذرا افزایش یافته و باعث می‌شود اثرات نوسانی زودتـر مستهلک شـوند. تـاثیر اعمـال جملـه اصـطکاک نـا مانـا (مـدل برونون) در محاسبه تغییرات هد شیر نـسبت بـه زمـان بـا عـدم اعمال آن در شکل (۴) دیده می شود. بررسـی شـکل (۴) بیـان می‌کند که بدون جمله اصطکاک نا مانا پس از گذشت ۲۰ ثانیـه تقریباً دامنه نوسانات هد پشت شیر ثابت مانده و هیچ استهلاکی مشاهده نمی‌شود. از طرفی دیگر به وضوح توانایی مدل برونون در استهلاک نوسانات و انتقال پیک فشاری در شـکل (۴) قابـل مشاهده است. از این شکل نکته دیگری نیز دیده می شـود و آن اینکه حداکثر افزایش فشار (پیـک فـشار) نیـز بـا اعمـال جملـه اصطکاک نا مانا کاهش یافته است. لذا می توان گفت که جملـه



(ب) (الف)

شکل ۳- مقایسه نتایج با مرجع [۲]، الف) دبی و ب) هد در پشت شیر (قانون بستن شیر به صورت خطی)



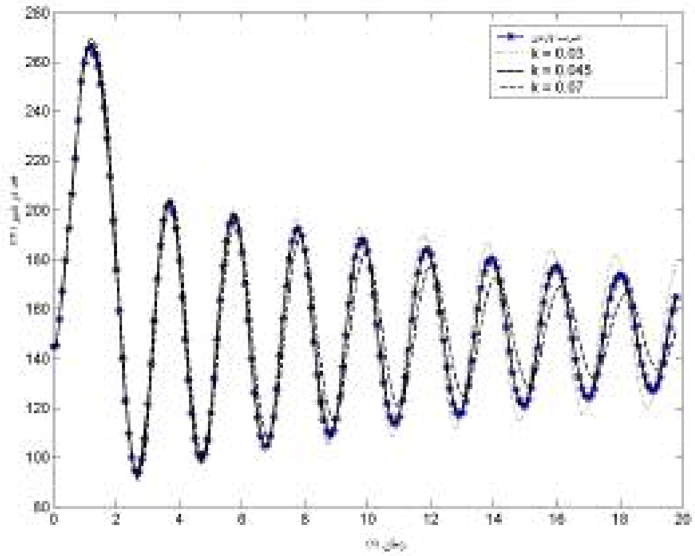
شکل ۴- مقایسه تأثیر اعمال جمله اصطکاک نامانا (مدل برونون) و بدون آن در استهلاک نوسانات

در هد پشت شیر (قانون بستن شیر: به صورت خطی)

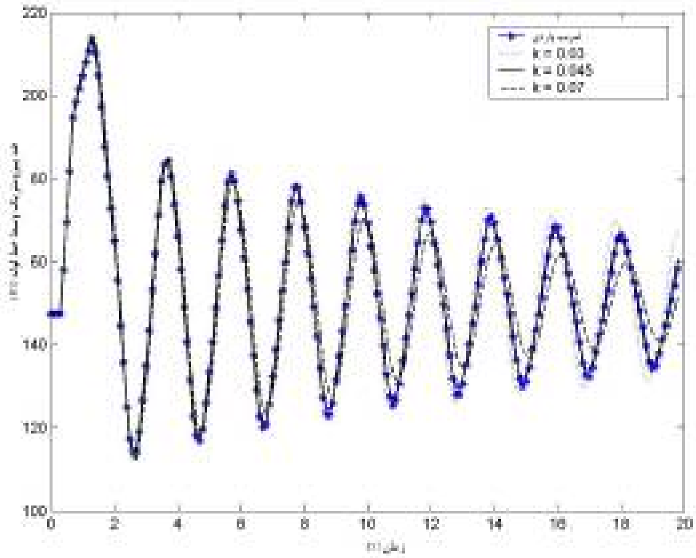
اصطکاک مانا علاوه بر پیش بینی حداکثر فشار بیشتر، نمی تواند نوسانات را نیز به آسانی مستهلک کند.

چنانچه ذکر شد مقدار k در مدل برونون می‌تواند مستقیما″ به طور تجربی و یا توسط ضریب واردی معین شود. این امر در شکلهای (۵) و (۶) به ترتیب برای هد پشت شیر و هد وسط خط لوله مشاهده می‌شود. در حالت $k = 0.03$ دامنه نوسانات کمتر و در حالت $k = 0.07$ دامنه نوسانات استهلاک بیشتری را نسبت به ضریب واردی نشان می‌دهد. در این مثال $k = 0.045$ دقیقاً بر روی نتایج مربوط به ضریب واردی منطبق بوده و همنوایی خوبی را با ضریب واردی نشان می‌دهد. ضریب k

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]



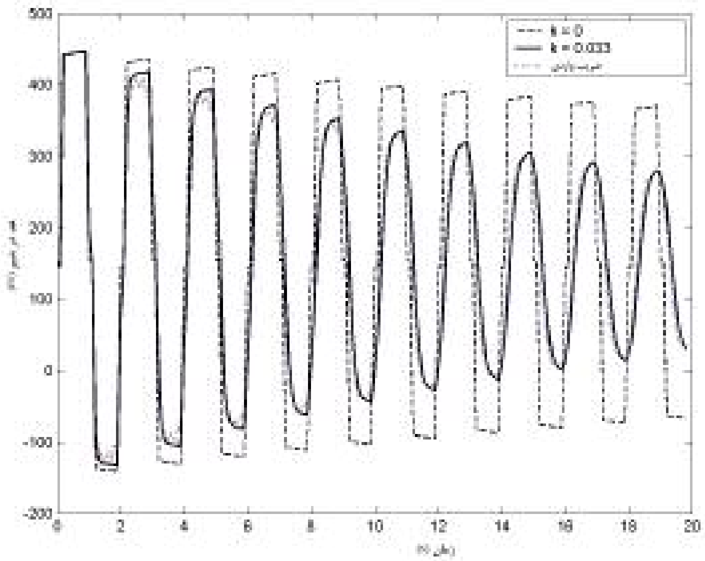
شکل ۵- مقایسه مقادیر مختلف ضریب k در مدل برونون با ضریب واردی در هد پشت شیر (قانون بستن شیر به صورت نمایی)



شکل ۶- مقایسه مقادیر مختلف ضریب k در مدل برونون با ضریب واردی در هد وسط لوله (قانو ن بستن شیر به صورت نمایی)

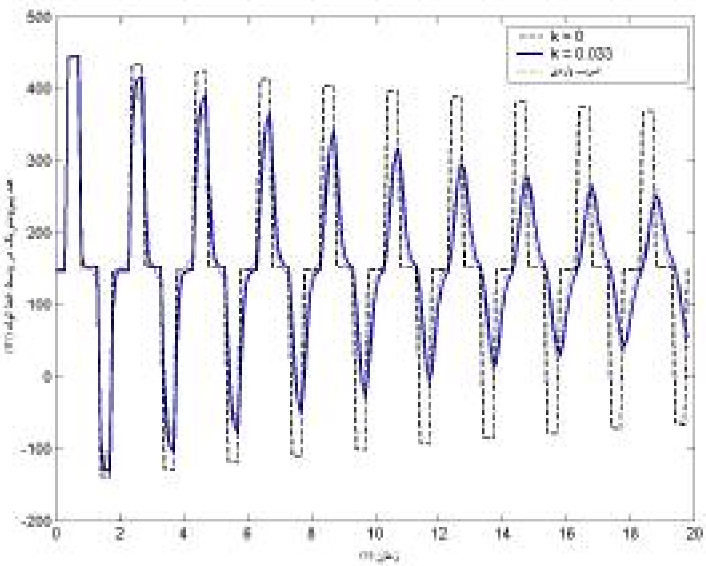
بیانگر مقدار جمله اصطکاک نا مانا است؛ یعنی هرچـه کـه ایـن مقدار افزایش یابد، اثرات جمله اصطکاک نا مانا افزایش یافتـه و در نتیجه تنش برشی دیوار افزایش می‌یابـد. هـر چـه مقـدار k بزرگتر انتخاب شود دامنه نوسانات سریعتر مـستهلک مـی‌شـود. همچنین با افزایش مقدار k پیک موج فشاری انتقال بیـشتری را از خود نشان می‌دهـد. مقایـسه نتـایج بـین مقـادیر مختلـف k، شکلهای (۵) و (۶) در چگونگی استهلاک نوسانات گواه بر این مدعاست. پس اختیار یـک مقـدار مناسـب k در مـدل برونـون بسیار مهم بوده و نیازمند نتایج تجربی مشابه است و ایـن نکتـه نیز به عنوان ضعفی در مدل برونون مشهود است، زیرا با توجـه به سیستم خط انتقال می تواند تغییر کند.

در شکلهای (۷) و (۸) هد در پشت شـیر و در وسـط خـط لوله به صورت تابعی از زمان در حالتی که شیر بـه طـور خطـی ($t_c = 0.1$) بسته می‌شود، نشان داده شده است. از آنجا که شیر



شکل ۷- مقایسه مقادیر مختلف ضریب k در مدل برونون با ضریب واردی در هد پشت شیر (قانون بستن شیر به صورت خطی)

$k = 0$ به معنی عدم اعمال جمله اصطکاک ناماناست



شکل ۸- مقایسه مقادیر مختلف ضریب k در مدل برونون با ضریب واردی در هد وسط لوله (قانون بستن شیر به صورت خطی)

$k = 0$ به معنی عدم اعمال جمله اصطکاک ناماناست

سریعتر بسته می‌شود، المانهای سیال فرصت کمتری برای وفق دادن خود با تغییر شرایط دارند. در نتیجه دامنه نوسانات و فرکانس نوسانات بیشتر شده و اثرات ضربه قوچ بسیار شدیدتر خواهد بود. به عنوان مثال اولین پیک فشاری در شکل (۴) معادل 270m و در شکل (۷) برابر 450m است. در شکلهای (۷) و (۸) مقایسه بین ضریب واردی و مقادیر مختلف k نیز آورده شده است. مشاهده می‌شود که بدون جمله اصطکاک نا مانا ($k = 0$) میرایی کمی وجود داشته و با افزایش k مقدار میرایی بیشتری مشاهده می‌شود. در این حالت $k = 0.033$ تطابق بهتری با ضریب واردی نشان می‌دهد.

[DOR: 20.1001.1.22287698.1386.26.1.23.0]

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله اثر جمله اصطکاک نا مانا و نحوه بستن شیر در شبیه سازی جریان گذرایی یک خط لوله ساده بررسی شده است. نتایج گواه بر این مدعاست که در مدلسازی حالت گذرای سیال در لوله، تنش برشی مانا و یا شبه مانا توانایی استهلاک نوسانات را نداشته و نیاز به اصلاح تنش برشی است. یکی از ساده ترین روشها برای در نظر گرفتن اثرات نا مانا بودن جریان، مدل اصطکاک نا مانا مدل برونون است که در بازه وسیعی از اعداد رینولدز معتبر است. مقدار ثابت k در این مدل مستقیماً به صورت تجربی و یا از طریق ضریب واردی قابل اعمال است. نتایج نشان می‌دهد که با انتخاب مقادیر بزرگ این ضریب استهلاک نوسانات سریعتر خواهد بود. رسیدن به مقدار مصالحه‌ای برای این ضریب بی نیاز از نتایج تجربی نیست که این امر نیز از عیوب مدل برونون می‌باشد. از آنجا که اغتشاشات از طریق شیر به سیستم اعمال می‌شود، بستن شیر از اهمیت به‌سزایی در تعیین حالت گذرایی دارد. نتایج نشان می‌دهد که با بستن شیر به طور خطی و سریعتر- نسبت به حالت نمایی- دامنه نوسانات شدیدتر و اثرات گذرایی بسیار مخربتر خواهد بود. لذا مدلسازی به ویژه در حالت بستن شیر به صورت خطی و بدون اعمال جمله اصطکاک عیر مانا نتایج کاملاً دور از واقعیتی را پیش بینی خواهد کرد.

مراجع

1. Chaudhry, M.H., *Applied Hydraulic Transients*, Van Nostrand Reihold, New York, 1979.
2. Wylie, E.B., and Streeter, V.L., *Fluid Transients*, FEB Press, Ann Arbor, Mich, 1982.
3. Holmboe, E.L., and Rouleau, W.T., “The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines,” *Journal of Basic Engineering*, Vol. 89, pp. 174-180, 1967.
4. Zielke, W., “Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow,” *Journal of Basic Engineering*, Vol. 90, No. 1, pp. 109-115, 1968.
5. Silva-Araya, W.F., Chaudhry, M.H., “Computation of Energy Dissipation in Transient Flow,” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 123, No. 2, pp. 108-115, 1997.
6. Brunone, B., Karney, W., Mecarelli, M., and Ferrante, M., “Velocity Profiles and Unsteady Pipe Friction in Transient Flow,” *Journal of Water Resources Planning and Management*, Vol. 126, No. 4, pp. 236-244, 2000.
7. Vardy, A.E., and Brown, J.M.B., “Transient, Turbulent, Smooth Pipe Friction,” *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 435-455, 1995.
8. Brunone, B., Golia, U.M., and Greco, M., “Effects of Two-Dimensionality on Pipe Transients Modeling,” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 121, No. 12, pp. 906-912, 1995.
9. Bergant, A., Simpsom, A.R., and Vitkovsky, J.P., “Developments in Unsteady Pipe Flow Friction Modeling,” *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 39, No.3, pp.249-257, 2001.
10. Trikha, A.K, “An Efficient Method for Simulating Frequency-Dependent Friction in Transient Liquid Flow,” *Journal of Fluids Engineering*, pp.97-105, 1975.
11. Suzuki, K., Taketomi, T., and Sato, S., “Improved Zielke's Method of Simulating Frequncy-Dependent Friction in Laminar Pipe Flow,” *Journal of Fluid Engineering*, Vol.113, No.4, pp.569-573, 1991.
12. Ghidaoui, M.S., and Mansour, S., “Efficient Treatment of the Vardy-Brown Unsteady Shear in Pipe Transients,” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol.128, No.1, pp.102-112, 2002.
13. Pezzinga, G., “Quasi-2D Model for Unsteady Flow in pipe Networks,” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 125, No.7, pp. 676-685, 1999.
14. Poll, H., “The Importance of the Unsteady Friction Term of the Momentum Equation for Hydraulic Transients,” *Proceeding of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, September 2002.