

## النمذجة الحاسوبية ودراسة الحالة العابرة لنقل الموائع في الأنابيب الطويلة

الدكتور رائد النجار\*

محمد حمودة\*\*

(تاريخ الإيداع 2 / 8 / 2015. قُبِلَ للنشر في 27 / 1 / 2016)

### □ ملخص □

تعتبر نمذجة الحالة العابرة في الأنظمة الهيدروليكية ذات الأنابيب الطويلة من أصعب وأهم الحالات بحثاً. ولتحقيق الدراسة يستخدم نموذج المقاومة المتغيرة لوصف تدفق السائل المتغير في الأنبوب. حيث يوصف من خلال معرفة طبيعة إجهاد القص بدار الأنبوب وأيضاً معرفة طبيعة الجريان (صفحي أم مضطرب). إن نتائج محاكاة الصدمة الهيدروليكية التي يسببها الانتقال المفاجيء لصمام التحكم الهيدروليكي درست في الحالات التالية :

- 1 تحسين معدل تصريف ثابت للمضخة.
  - 2 تحسين معدل تصريف متغير للمضخة.
- وأخيراً مقارنة نتائج المحاكاة الحاسوبية مع النتائج التجريبية.

\* استاذ مساعد - قسم التصميم والإنتاج - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية  
\*\*قائم بالأعمال معاون - قسم التصميم والإنتاج - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية

## The computer modeling and studying the trans case for moving the fluids in the long pipe

Dr. Raid Alnajjar\*  
Mohamad Hamouda\*\*

(Received 2 / 8 / 2015. Accepted 27 / 1 / 2016)

### □ ABSTRACT □

It is a cross in the hydraulic systems with long pipes case modeling of the hardest and most important cases in search. Of the most important and is considered Query to achieve study the changing resistance model is used to describe the changing liquid flow in the tube.

As described by knowing the nature of the shear stress to the pipe wall and also know the nature of the flow ( laminar or turbulent ).

The results of simulations of hydraulice shock caused by the sadden move of the hydraulic control valve which studied in the following cases:

- 1- Hard to improve the discharge of the pump rate.
- 2- Improve the discharge of the pump variable rate finally; compare the results of computer simulations with experimental results.

---

\* Assistant Professor, Department of Design and Production, Faculty of mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

\*\* Established Businesses of Design and Production, Faculty of mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

## مقدمة:

غالباً ما تخضع أنظمة الدفع والتحكم الهيدروليكي لحالات عابرة والتي يكون سببها قوى التحريك الديناميكية الناتجة إما عن التغيرات المفاجئة لحمولة المحرك الميكانيكي الهيدروليكي أو حتى عن التغيرات في اتجاه تدفق سائل التشغيل أو السرعة الناتجة عن وحدة التحكم .

وفي مثل هذه الحالات من الضروري أن نعلم بدقة خصائص التحريك ( التشغيل ) الديناميكي. لأن ذلك يعتبرهماً جداً في تصميم أنظمة التحكم الأوتوماتيكي و في تحليل عمر الأنابيب ومدى تحملها للضغوط. إن مثل هذه الحالات تعتبر المدخل لتحليل الحالات العابرة وخاصة عندما يتضمن النظام الهيدروليكي خطاً طويلاً للسائل. ويتعبير آخر عندما يكون طول الأنبوب قريباً من طول موجة الضغط المنتشرة في النظام الهيدروليكي أو أعلى من ذلك [1]. وعلى أي حال فإن أي تغيرات في ضغط ومستوى التدفق يتوزع على طول محاور الأنابيب بسرعة محدودة و على شكل أمواج منعكسة.

## أهمية البحث وأهدافه:

إنّ البحث الحالي هو محاولة لمحاكاة الحالات العابرة التي يسببها التغيير المفاجئ بإعدادات صمام التحكم الهيدروليكي، أخذين بعين الاعتبار وينفس الوقت مستوى النبض ( Pulsation ) الناجم عن حركة مضخة الإزاحة الايجابية. النتائج المأخوذة من المحاكاة الرقمية قد تمت مقارنتها والمصادقة عليها مع التسجيل المتتابع لتغيرات الضغط وذلك عن طريق تصميم خاص لهذه الاختبارات.

## طرائق البحث و مواد:

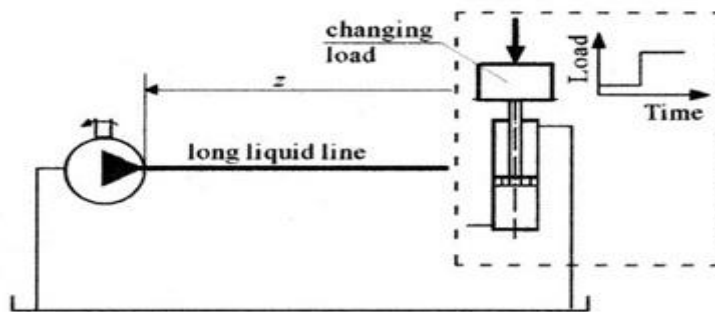
يتمثل الهدف من البحث الحالي في تقديم محاكاة الضغط في الحالات العابرة للنظام المعتبر في الحالات التي يتغير فيها الضغط بقفزات مفاجئة عند نهاية الخط الهيدروليكي الطويل والذي يسببه زيادة الحمل العامل . ويُعتبر خط السائل الطويل المكوّن الأساسي للنظام الهيدروليكي كما هو مبين في الشكل (1).

يستخدم هذا النظام المجمع والذي يوجد في العديد من الأنظمة الهيدروليكية المستخدمة في الأجهزة والآليات التقنية المتوفرة مثلاً في صناعة التعدين أو بناء السفن ... إلخ .

## الموديل الرياضي للحالة و المعادلات الأساسية المنمجة :

إنّ التدفق غير الثابت في أنابيب السائل غالباً ما يعبر عنه بالمعادلات الهيدروليكية الجزئية الخطية اللحظية

والمستمرة.



الشكل (1) مخطط العمل ومكونات النظام الهيدروليكي

و تُعطى من قبل [1,2] ( جونغوسكي Jungowski ، أومي Ohmi و زارزونشي Zarzycki ):

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{2}{R} T_w = 0 \quad \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 c_0^2 \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

حيث:  $t$ : هو الزمن ،  $z$ : المسافة على طول محور الأنبوب ،  $v$ : معدل قيمة السرعة في القطاع المتعامد مع الأنبوب ،  $p$ : معدل قيمة الضغط ،  $T_w$ : شدة إجهاد القص في جدار الأنبوب ،  $\rho_0$ : كثافة السائل ،  $R$ : القطر الداخلي للأنبوب .

إن سرعة موجة الصوت  $c_0$  في المعادلة (1) تأخذ بعين الاعتبار انضغاطية السائل ومرونة جدار الأنبوب و يُعطى ذلك بالعلاقة التالية:

$$c_0 = \sqrt{\frac{\beta_c}{\rho_c} \frac{1}{1 + 2 \frac{\beta_c R}{E g}}} \quad (2)$$

حيث:  $\beta_c$ : معامل حجم السائل ،  $E$ : عامل يونغ للأنبوب ،  $g$ : سماكة الجدار إن شدة إجهاد القص  $T_w$  في التدفق غير الثابت للأنبوب يمكن أن نجزئها إلى جزأين الأول هو إجهاد القص ذو الحالة الثابتة والعنصر الثاني هو عنصر إجهاد القص ذو الحالة غير الثابتة

$$T_w = \frac{1}{8} \lambda \rho_0 v |v| + \frac{2\mu}{R} \int_0^t w(t-u) \frac{\partial v}{\partial t}(u) du \quad (3)$$

حيث:  $\lambda$ : معامل الاحتكاك ،  $\mu$ : اللزوجة الديناميكية .

$w$ : الوزن ،  $u$ : الزمن المستخدم في لفة كاملة .

يقدم العنصر الأول في المعادلة حالة إجهاد القص الناتجة عن الحالة الثابتة لضغط جدار الأنبوب والآخر هو المساهمة الإضافية تبعاً لعدم الثبات. الجزء الثاني في المعادلة (3) يعبر عن ضغط جدار إجهاد القص نسبة إلى معدل الشدة الآنية (اللحظية) وتغيراتها.

إن المعادلات (1) و (3) هي نظام مغلق بسبب كل من  $p$  و  $v$  ، وبالمثل فإن الوزن  $w(t)$  هو معروف بالنسبة لضغط جدار إجهاد القص عند جدار الأنبوب .

تأثير الوزن : إن أول من أعطى علاقة تحليلية لتأثير الوزن  $w(t)$  في التدفق الصفحي هو "زيلك Zielke" [11] في عام 1968. وقد صاغ علاقته تلك من تحليل التدفق الصفحي العابر ثنائي الأبعاد.

تعطى علاقة زيلك على النحو التالي :

$$w(\hat{t}) = \begin{cases} \sum_{i=1}^6 m_i \hat{t}^{\frac{i-2}{2}} & \text{for } \hat{t} \leq 0.02 \\ \sum_{i=1}^5 \exp(-n_i \hat{t}) & \text{for } \hat{t} > 0.02 \end{cases} \quad (4)$$

حيث أن :  $0.28209, -1.25, 1.05778, 0.93750, 0.396696, -0.351563$

$m_i$

$$n_i = -26.3744, -70.8493, -135.0198, -218.9216, -322.5544$$

$$\hat{t} = v \frac{t}{R^2} \quad (5)$$

حيث:  $\hat{t}$ : الزمن

عدل نموذج زيلك Zielke من قبل تريخا Trikha وسكول Schoohl [3,4] ليتم تحسين فعاليته ويمكن أن يُصاغ نموذج سكول Schoohl بالعلاقة التالية :

$$w(\hat{t}) = \sum_{i=1}^5 m_i \exp(-n_i \hat{t}) \quad (6)$$

حيث أن:  $m_1 = 1.051, m_2 = 2.358, m_3 = 9.021, m_4 = 29.47, m_5 = 79.55$   
 $n_1 = 26.65, n_2 = 100, n_3 = 669.6, n_4 = 6497, n_5 = 57990$

و نجد أنّ عامل الوزن في حالة التدفق المضطرب غير الثابت لا يعتمد فقط على البعد الزمني ولكنه يعتمد أيضاً على رقم رينولدز. إنّ كلاً من فاردي ايتال [12] Vardy et وفاردي Vardy وبراون Brown [6] قد صاغوا نموذجاً فرض من خلاله أنّ تأثيرات عامل اللزوجة تحدث في طبقة الحدود الثابتة (حيث تختلف اللزوجة عن طبقات إجهادات القص الخارجية).

• الصيغة التقريبية لعامل الوزن في نموذج (زيلك - تريخا (Triखा) هي :

$$w_a = \frac{1}{2\sqrt{\pi\hat{t}}} \exp\left(-\frac{\hat{t}}{c^*}\right) \quad (7)$$

حيث أن :  $c^* = \frac{12.86}{Re^k}$   $k = \log_{10} \frac{15.29}{Re^{0.0567}}$

طوّر العالم زارزيكي Zielke [1,5,7] نموذجاً لعمل الوزن مستخدماً أربع مناطق (أربع بدلاً من منطقتين) وذلك من أجل توزيع مختلف للزوج عند التدفق المضطرب. إنّ هذا النموذج ذو صيغة رياضية معقدة وكانت أبعد تقريباً عن الصيغة الأبسط.

$$w_{appr} = C \frac{1}{\sqrt{\hat{t}}} Re^n \quad (8)$$

حيث أن:

$$C = 0.299635, n = -0.005535$$

أنتج نموذج زارزيكي Zielke نفس نتائج نموذج فاردي Vardy [6] إلا أنّ نموذج زارزيكي Zielke قدّم نتائج بشكل أسرع.

ففي المعادلة (8): نجد أن الزمن ورقم رينولدز وكذلك السرعة لهم قاسم مشترك واحد مما يجعل الحسابات صعبة وحتى نتخلص من هذه الصعوبات : قدم لنا العالمان زارزيكي Zielke وكودزما Kudzma [3,8] نموذجاً مشابهاً لنموذج سكول Schoohl بشأن التدفق الصفحي وذلك بهدف التخلص من هذه الصعوبات. تعطي صيغة نموذجهم على الشكل الآتي :

$$w_N(\hat{t}) = (c_1 Re^{c_2} + c_3) \sum_{i=1}^6 A_i \exp(-b_i \hat{t}) \quad (9)$$

حيث أن:

$$A_1 = 152.3936, A_2 = 414.845, A_3 = 328.2, A_4 = 640.2165, A_5 = 58.51351,$$

$$A_6 = 17.10735, b_1 = 207569.7, b_2 = 6316096, b_3 = 1464649,$$

$$b_4 = 15512625, b_5 = 17790.69, b_6 = 477.887, c_1 = -1.5125,$$

$$c_2 = 0.003264, c_3 = 2.55888.$$

يمكن لقيمة رقم رينولدز الحرجة أن تحسب بواسطة العلاقة (أوهميئال Ohmi et al 1985) نصف التطبيق لعمل الوزن المناسب بين التدفق الصفحي غير الثابت والتدفق المضطرب .

$$Re_{cn} = 800\sqrt{\Omega} \quad (10)$$

هذه المعادلة (10) يمكن أن تستخدم في التدفق الدوراني . بينما تكون  $Re_{cn}$  في تدفق النبض هي (رامابرين

Ramaprian و Tu 1980)

$$Re_{cn} = 2100 \quad (11)$$

حيث أن:  $\Omega = \frac{wR^2}{v}$  التردد البعدي

$$w = \frac{2\pi}{T} \text{ التردد الأبعدي}, \quad T = \frac{4L}{c_0} \text{ طول فترة المطرقة المائية}, \quad L: \text{ طول الأنبوب}$$

من أجل محاكاة أفضل لتأثير المطرقة المائية الهيدروليكية تم تبني نموذجين هما: النموذج (6) من أجل تمثيل التدفق الصفحي والنموذج (9) لمحاكاة التدفق المضطرب.

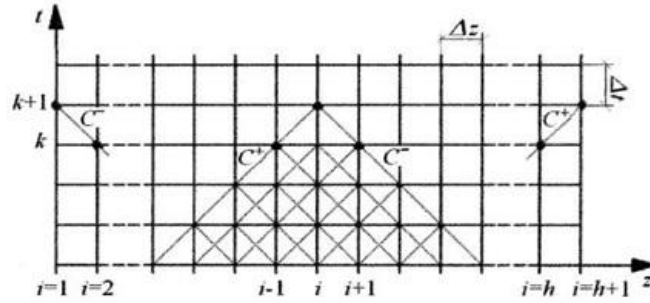
### طريقة الخصائص و الشيفرات الحاسوبية :

يقدم نظام المعادلات (1) و (3) نظاماً لاخطياً مغلقاً من معادلات فولتيرا Volterais التفاضلية الأساسية حيث يمكن لهذا النظام أن يتحول إلى زوج من المعادلات التفاضلية العادية مستخدماً في ذلك طريقة الخصائص Method . Of Characteristics

وكنتيجه لذلك يمكن أن نحصل على نظريتي زارزيكي Zielke وكودزما Kudzma بالمعادلات.

$$\pm d_p + \rho_0 c_0 d_v + \frac{2T_w c_0}{R} dt = 0 \quad d_z = \pm C_0 dt \quad (12)$$

حيث تظهر نتيجة طريقة الخصائص بواسطة الحاسوب كما في الشكل (2).



الشكل (2) ميزات طريقة الخصائص

تستخدم المعادلات (12) جدولاً مختلفاً تقريباً من الترتيب الأول حيث تم إثبات [4] أن تقريباً كهذا يعطي نتائج مرضية إضافة إلى أن خطوة الزمن  $\Delta t$  تبقى صغيرة. وللقيام بحسابات قيم متوسط المقطع العرضي للضغط الفوري ومستوى التدفق. يتم استخدام المعادلات الجبرية حيث تعطى طريقة الخصائص بالمعادلات (13):

$$P_{k+1,i} = \frac{1}{2} [(P_{k,i-1} + P_{k,i+1}) + \rho_0 c_0 (v_{k,i+1} - v_{k,i-1}) + \frac{2\Delta z}{R} (T_{w(k,i+1)} + T_{w(k,i-1)})] \quad (13)$$

$$P_{k+1,i} = \frac{1}{2} \{ (v_{k,i-1} + v_{k,i+1}) + \frac{1}{\rho_0 c_0} (P_{k,i-1} - P_{k,i+1}) + \frac{2\Delta z}{R} (T_{w(k,i+1)} + T_{w(k,i-1)}) \}$$

وتعطى القيمة الحدية لميزات طريقة الخصائص بالمعادلات (14):

$$P_{k+1,1} = P_{k,2} + \rho_0 c_0 [(v_{k+1,1} - v_{k,2}) \frac{2\Delta z}{R} (T_{w(k,2)})] \quad (14)$$

$$v_{k+1,h+1} = v_{k,h} + \frac{1}{\rho_0 c_0} (P_{k,h} - P_{k+1,h+1}) - \frac{2\Delta z}{R} T_{w(k,h)}$$

حيث أن:  $i=2,3,\dots,h$  ,  $k=1,2,\dots,m$

**m** : هو الرقم الخاص بزمن الخطوة

**h** : هو الرقم الخاص بحساب المقاطع على طول الخط الهيدروليكي

فعلى سبيل المثال إذا رجعنا للمعادلات الأساسية فإن إجهاد القص والذي يتكون من جزأين يعطى بالعلاقة :

$$T_{w(k,i)} = T_{wq(k,i)} + T_{wn(k,i)} \quad (15)$$

حيث أن:

$$T_{wq(k,i)} = \frac{1}{8} \rho_0 \lambda (R_{e_{k,i}}) v_{k,i} |v_{k,i}| \quad (16)$$

$$T_{wn(k,i)} = \frac{2\mu}{R} [(v_{k,i} - v_{k-1,i})w_{1,i} [(v_{k-1,i} - v_{k-2,i})w_{2,i} + \dots + (v_{2,i} - v_{1,i})w_{k-1,i}]$$

حيث:  $\lambda$ : معامل الاحتكاك في المعادلات (16) يعطى بالعلاقة (17) الخاصة بالتدفق الصفحي :

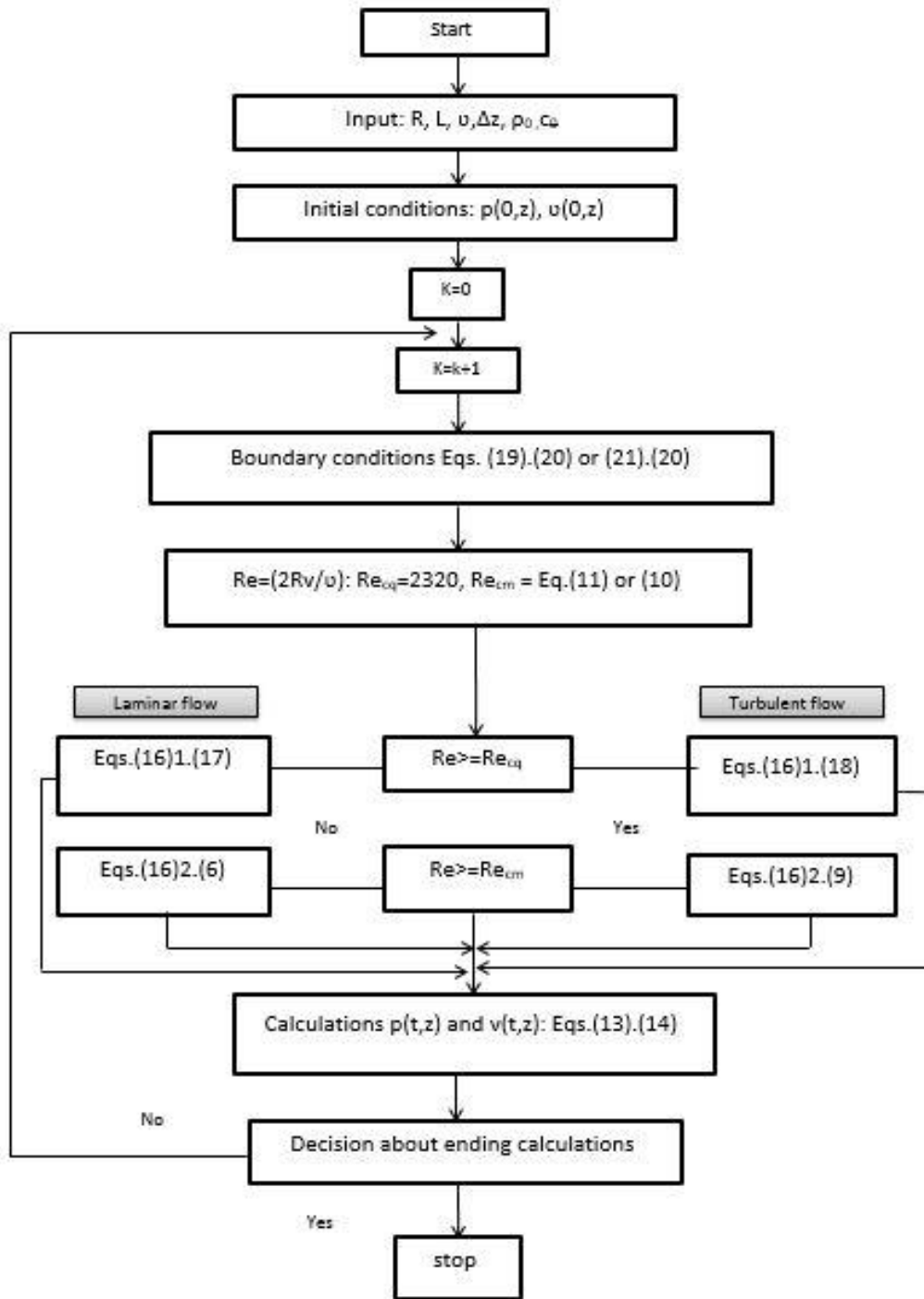
$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad (17)$$

أما العلاقة (18) فهي تخص التدفق المضطرب :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0.869 \ln(R_e \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (18)$$

إن جملة المعادلات (13) و(18) مع المعادلات (6) و(9) تشكل لنا قاعدة أساسية للحسابات المطلوبة من

أجل إنجاز برنامج حاسوبي بوساطة ال **MATLAB** منمذج للحالة. ويوضح الشكل (3) المخطط الانسيابي لهذا البرنامج.



الشكل (3) المخطط الانسيابي لنمذجة الحالة قيد البحث.

**التحقق من الموديل :**

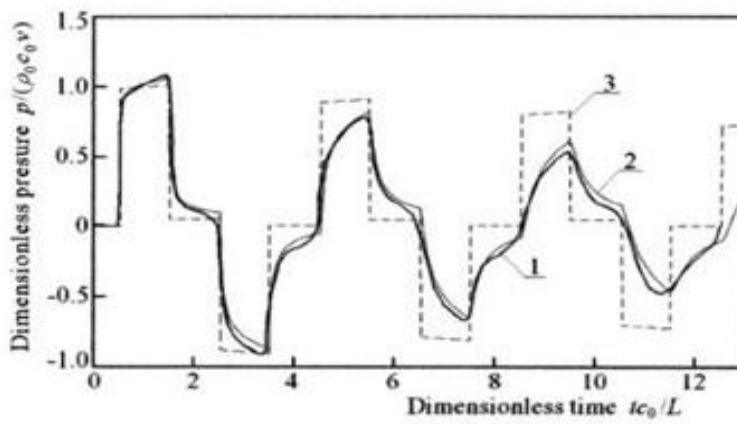
حتى تتم المقارنة بدقة وموثوقية بين النتائج التجريبية و الموديل الرياضي للمطرقة المائية فقد تمت مقارنة النتائج مع المعلومات التجريبية المسجلة من قبل فاردي Vardy وبراون Brown (1996) [6] . فقد أجروا اختبارات على أنبوب نحاسي نصف قطره 0,0127 م وطوله 36,1 م مربوط بعكس اتجاه التيار بخزان والذي تمت المحافظة عليه عند ضغط مستمر من الهواء المضغوط .



والسائل الذي كان مستخدماً في التجربة هو زيت ذو كثافة تبلغ  $39,7 \cdot 10^{-6} m^2/s$ . سرعة الصوت المقاسة قدرت بـ 1324 م/ثا وسرعة التدفق الابتدائية قدرت بـ 0,128 م/ثا ( $Re = 82$ ). والصمام الموجود في اتجاه التيار كان يغلق بسرعة في خط الأنبوب في أثناء التدفق. قيس تأرجح الضغط من نقطة في منتصف الخط.

وقد تبين من الاختبار السابق على الأنبوب النحاسي والسائل المستخدم في التجربة أن التدفق كان صفحي وقد فُزر ذلك من خلال الحسابات الرقمية والتي كانت تستخدم نماذج معادلات كل من زيكل (معادلة 4) وسكول المعادلة (6) بالإضافة إلى الحسابات في النموذج الموثوق إلى حد ما.

وبكلمات أخرى فقد تم ذلك أيضاً في المعادلات (16) و (17). حيث يبين الشكل (4) نتائج المحاكاة والمعلومات التجريبية:



الشكل (4) تغير الضغط في النقاط الوسطى من الزمن

1 - منحنى التجريب 2- المحاكاة بوجود ثابت الاحتكاك 3- المحاكاة بغير وجود ثابت الاحتكاك من الواضح في ماسبق أن النتائج الحسابية قريبة من النتائج التجريبية.  
الدراسة التجريبية:

حتى تتمكن من حل نظام المعادلات (1) و(4) وفق طريقة الخصائص من الضروري أن نقوم بدراسة تحليلية حيث يتضمن التحليل في هذه الدراسة تعاقب الضغط في بداية ونهاية الخط الطويل (الشكل 1) وذلك أثناء الانتقال المفاجئ لصمام التحكم التوجيهي الهيدروليكي في الزمن  $t_0$  في تلك اللحظة يحدث تغيير مفاجئ في الضغط من  $p_0$  إلى  $p_0 + \Delta p$ . حيث يمكن تحري حالتين: الأولى: تفترض مستوى مستمر لتحرير مضخة الشوارد الموجبة والثانية: تأخذ بعين الاعتبار تحرير المضخة. هذه الشروط يمكن أن يُعبر عنها بالطريقة التالية [9]:

- عندما  $Z = L$

$$Q(t) = \text{const} \quad (19)$$

- عندما  $Z = 0$

$$p = \begin{cases} p_0 & \text{for } 0 \leq t < t_0 \\ p_0 + \Delta p & \text{for } t \geq t_0 \end{cases} \quad (20)$$

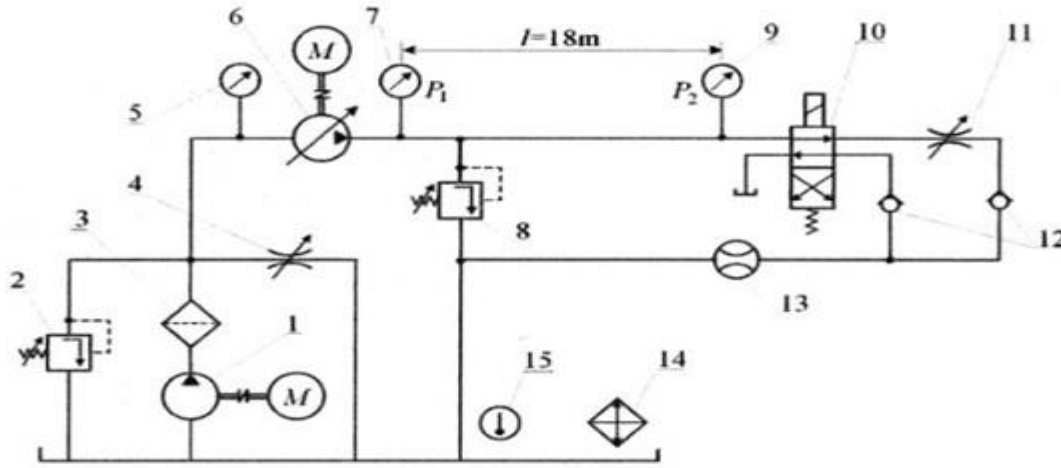
$$Q = Q_m \left[ 1 - \frac{1}{2} \sum_{K=1}^{\infty} \delta Q_K \cos(\omega_K t) \right] \quad (21)$$

حيث:  $\omega_K$ : تردد الاهتزازات التوافقية للمضخة  $K$ : درجة التوافقية

$Q_m$ : المعامل النظري  $\delta Q_K$ : سعة الاهتزازات التوافقية

حتى يتم تأكيد التحليل السابق فقد تم القيام بمجموعة من الاختبارات وفق دارة هيدروليكية مخصصة لذلك كما هو موضح بالشكل (5) حيث تم تثبيت محولين كهربائيين في هذه الدارة لقياس تمدد أو تقلص ضغط السائل في نهايته (7)، (9) وتم قياس كثافة التدفق المتولد من خلال التدفق المحوري في مضخة (متعددة المكابس) بواسطة مقياس التدفق (13). وفي نهاية الخط الهيدروليكي تم تركيب صمام التحكم الهيدروليكي والذي كان عمله أن يوجه السائل بشكل مفاجئ إلى الصمام الخانق. ومن أجل أن يتم إدراك الزيادة في نظام الإقلاع تم استخدام صمام خانق متكيف.

لقد تم تركيب صمام أمان ( 8 ) إلى يمين المضخة وذلك لحماية النظام من أي حادث عرضي أو أي زيادة خطيرة في الضغط.



الشكل (5) مخطط للنظام الهيدروليكي المستخدم في التجارب

- 1- مضخة هيدروليكية 2- صمام أمان 3- فلتر 4- صمام خانق 5- مقياس ضغط 6- مضخة متغيرة الإنتاجية  
7- مقياس ضغط 8- صمام أمان 9- مقياس ضغط 10- صمام موزع  $4/2$  11- صمام خانق 12- صمام عدم رجوع  
13- مقياس تدفق 14- مبرد 15- مقياس ضغط

كان السبب في حالة عدم الثبات للنظام هو صمام التحكم التوجيهي الهيدروليكي المنقول والذي كان يوجه تدفق السائل عبر الصمام الخانق بمقاومة هيدروليكية عالية كما في الشكل (1).

إن الزمن المسجل لصمام التحكم التوجيهي هو :  $t_z = 20 \text{ ms}$ .

حيث كان هذا الزمن أقصر من نصف زمن المطرقة الهيدروليكية

$$(t_z = \frac{T}{2} = \frac{2L}{c_0} = 0.028 \text{ s}, L = 18 \text{ m}, c_0 = 1309 \frac{\text{m}}{\text{s}})$$

نُقد تسجيل سلسلة الضغط المستمرة على عدة نقاط من الخط الهيدروليكي بواسطة أداة قياس تتألف من

حساسات الضغط - وصلات مخفية تهمل قوة الاصطدام الخارجية - راسمذبذبات رقمية ومضخم إشارة مزدوج القناة - جهاز حاسوب.

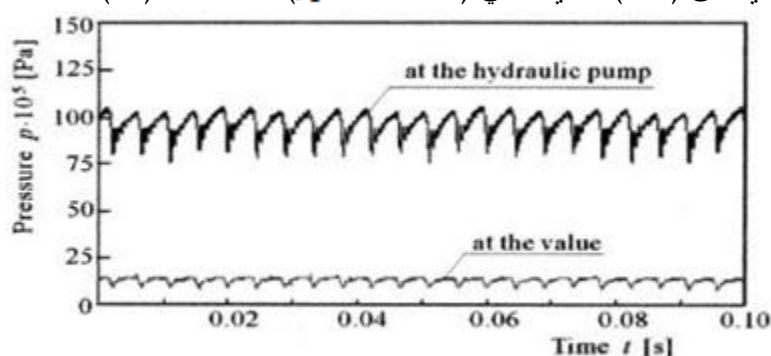
### التحليل الطيفي لنبض الضغط في الحالة الثابتة :

نفذ قياس قيم سلسلة الضغط في الحالة الثابتة في نقطتي قياس : ( وذلك قبل نقل صمام التحكم التوجيهي ) خلف المضخة وأمام صمام التحكم . الشكل ( 2 ) يوضح نتائج سلسلة الزمن المسجلة عند تغيير الضغط الناتج عن تشغيل مضخة الشوارد الموجبة

إن تكرار النبض المسيطر على النظام المدقق يمكن أن يخمن من خلال العلاقة التالية :

$$f_k = \frac{n_p z K}{60} [\text{Hz}] \quad (22)$$

يتضمن النظام تدفقاً محورياً في المضخة الترددية المزودة من نوع  $PTOZ-100$  والذي يتم تشغيله بسرعة  $(n=1500)$  ويحتوي على  $(z=9)$  والذي يعطي  $(f_1 = 225 \text{ Hz})$  تبعاً للعلاقة (22):



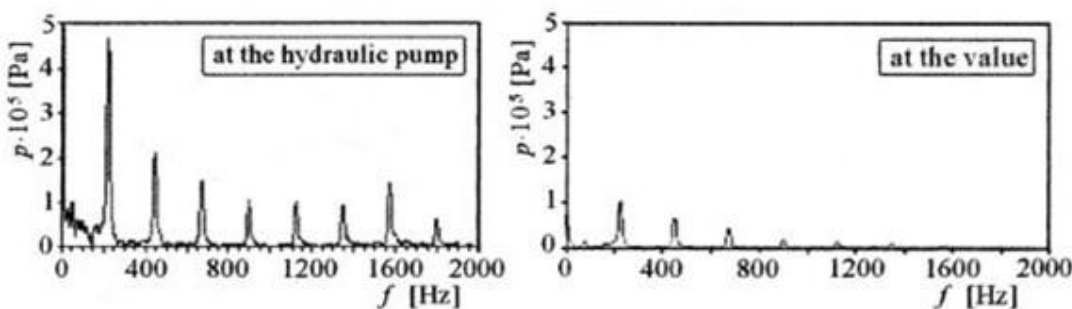
الشكل (6) سلسلة الزمن المسجلة أثناء عمل النظام

حيث أن:  $V=100\text{cst}$  والضغط  $p_0 = 1.2 \text{ MPa}$  والتدفق  $Q = 50 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$

إضافة لذلك فيما يتعلق بسلسلة الزمن فإنه قد تم تنفيذ تحليلاً طيفياً لنبض الضغط فالشكل ( 7 ) يعطي النتائج الحاصلة.

كما شوهد في المخطط المجهز لطيف نبض الضغط فقد اعتبر أنّ التكرار المسيطر في السلسلة المحللة هو التكرار العملي لمضخة الشوارد الموجبة. التكرار الأول  $f_1 = 225 \text{ Hz}$  ،  $f_2 = 450 \text{ Hz}$  ،  $f_3 = 675 \text{ Hz}$  ،  $f_4 = 900 \text{ Hz}$

إن تنفيذ التحليل في أثناء التحريات جعله من الممكن الأخذ بعين الاعتبار التذبذب الناعم الأول في شرط الحد (21) وقد نتج هذا التذبذب الناعم عن عمل المضخة. والتكرارات العالية تتطلب شبكة رقمية وأكثر دقة والتي تزيد بشكل ملحوظ فعالية المحاكاة ( وفي اختباراتنا فإن حسابات الزمن قد زادت مئات المرات ) .



الشكل (7) التحليل الطيفي لنبض الضغط

وكما ذكر آنفاً ، فإنّ سلسلة تغيرات الضغط قد تمّ التحري عنها بعد انتقال مفاجئ في صمام التحكم عند نقطة قياس (1) (في صمام التحكم ) وعند النقطة (2) ( في المضخة) .

أجهزة القياس للخط تمّ تنظيمها كالآتي: طول الخط  $L=18m$  ، القطر الداخلي للخط  $d=2R=9mm$  ، سماكة جدار الخط  $g=1.5mm$  ، مادة الخط هي الفولاذ، السائل الفعال للنظام هو زيت هيدروليكي بكثافة  $\rho_0 = 860 kg/m^3$  ، وفي الصوت  $\beta_c = 1.5 \cdot 10^9 Pa$  ، سرعة الصوت تحسب من العلاقة (2).  
تتخذ التحريات على صعيدين :

التدفق صفحي:  $Re = 471 (v = 150 cSt)$

التدفق مضطرب:  $Re = 2829 (v = 50 cSt)$

في كلتا الحالتين مستوى التسليم للمضخة في شرط الحد يمكن أن يكون إما ثابت [ معادلة (19) ] أو متغير

[ معادلة (21) ] استقصاءات المحاكاة نفذت تبعاً لما جاء في الشكل (3)

الرقم للجزء المقاس  $h=20$  ، طول الجزء المحسوب  $\Delta_z = \frac{L}{h} = 0.9m$

وخطوة الزمن للصمام  $\Delta t = \Delta_z / c_0 = 0.007s$ .

الأشكال (8) و(11) التي ترى في الأسفل تقدم كل من النتائج العملية ومطابقتها مع النتائج الحاسوبية .

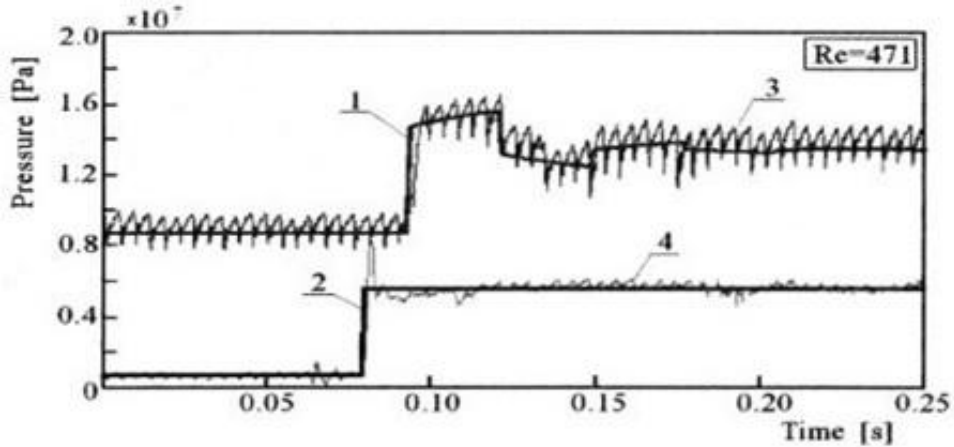
ففي الأشكال (7) و(10) الأرقام 1 ← 4 تعود إلى :

(1) المحاكاة الرقمية - الضغط في المضخة الهيدروليكية

(2) الضغط في الصمام ( شرط الحد في الحسابات )

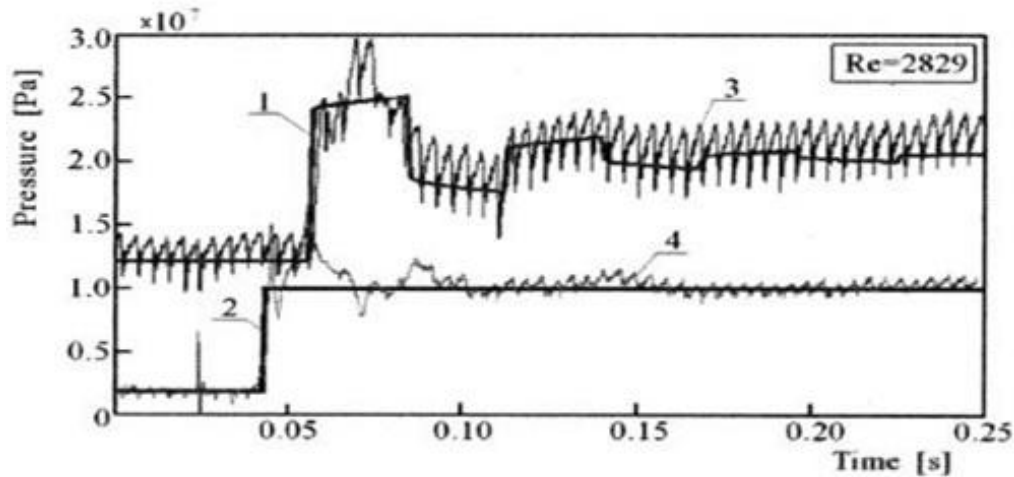
(3) المعلومات التجريبية - الضغط في المضخة الهيدروليكية

(4) المعلومات التجريبية - الضغط في الصمام .



الشكل (8) مقارنة بين النتائج التجريبية والحاسوبية

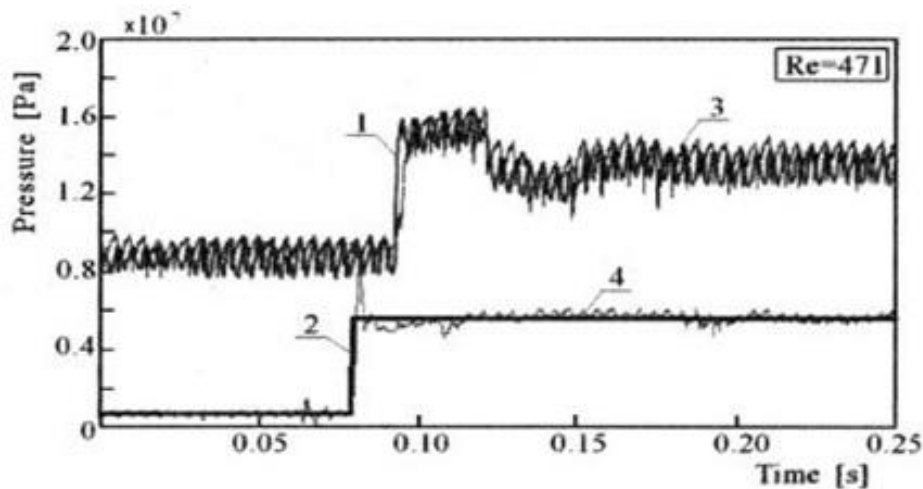
حيث أن:  $V=150cst$  والضغط  $p_0 = 0.7MPa$  والتدفق  $Q = 30 \frac{dm^3}{min}$  ،  $\Delta p = 4.9MPa$  ،  $L=18 m$



الشكل (9) مقارنة بين النتائج التجريبية والحاسوبية

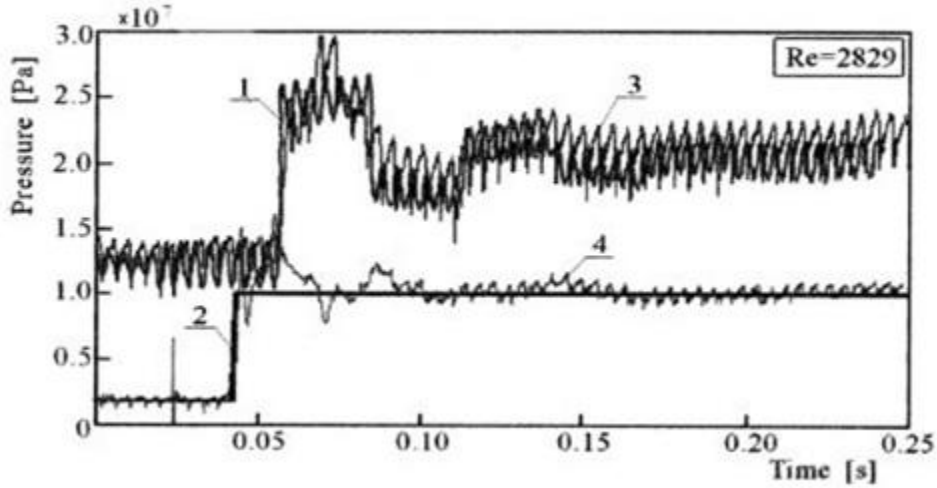
حيث أن:  $V=50\text{cst}$  والضغط  $p_0 = 1.85\text{MPa}$  والتدفق  $Q = 60 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$  و  $\Delta p = 7.8\text{MPa}$ ,  $L=18\text{ m}$

عند استخدام شروط الحد المذكورة في الأعلى فإنّ هذا يعني محاكاة رقمية قد تم اعتمادها. والنتائج التي تم الحصول عليها قد تمت مقارنتها مع تلك المقررة تجريبياً والموضحة في الأشكال (10) و(11). في المقارنات المعدّة في الأشكال (8) و(11) فإنّ نبض الضغط الناتج عن العملية غير النظامية للمضخة والتي تؤثر بشكل كبير على السلسلة التجريبية المسجلة .



الشكل (10) مقارنة بين النتائج التجريبية والحاسوبية

حيث أن:  $V=150\text{cst}$  والضغط  $p_0 = 0.7\text{MPa}$  والتدفق  $Q = 30 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$  و  $\Delta p = 4.9\text{MPa}$ ,  $L=18\text{ m}$



الشكل (11) مقارنة بين النتائج التجريبية والحاسوبية

حيث أن:  $V=50\text{cst}$  والضغط  $p_0 = 1.85\text{MPa}$  والتدفق  $Q = 60 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$  و  $\Delta p = 7.8\text{MPa}$ ,  $L=18\text{ m}$

### النتائج و المناقشة :

أن العوامل الأخرى التي تؤثر في التجارب تتضمن مايلي :

• تغيرات في الكثافة واللزوجة للسائل على طول الخط والسبب في هذه التغيرات هو تغيرات درجة الحرارة للسائل المتدفق .

• إن درجة حرارة السائل خلال التدفق عبر الخط الهيدروليكي تعود إلى الاحتكاك وترتفع حتى 12 درجة أو أكثر بقليل .

• إن تزايد درجة الحرارة مرتبط ببعض التغيرات في خصائص السائل .

• تم استخدام مبرد مائي من أجل تقليل التأثير الذي تحدثه درجة الحرارة على نتائج التجربة .

• إن الهواء غير المنحل الموجود في الزيت والمستخدم في النظام الهيدروليكي يمكن أن يسبب تصادم يؤدي

إلى التكيف [10].

ولقد تم تجهيز خط العادم في المضخة بما يسمى محرك شحن وذلك للتخفيف من حدة التصادم . وهذا ما يؤكد

أن الضغط في المنطقة لا ينخفض عن مستوى ضغط اندفاع الهواء من الزيت وهذا ما يمكن من تجنب التكيف [2].

• اضطراب الموائع يمكن أن تؤدي أيضاً إلى تداخلات في تغيرات الضغط .

• إن انتقال صمام التحكم بوجه تدفق السائل عبر الصمام الخانق بمقاومة هيدروليكية أعلى لا يعكس تغيرات

الضغط المفاجئة في صمام التحكم .

كما تظهر تذبذبات ضغط إضافية ( خاصة عندما يكون التدفق عالي الكثافة ومنخفض اللزوجة ) . غالباً ما

تكون هذه التذبذبات بسبب الانقطاع القصير جداً لكنه تام في تدفق السائل خلال انتقال في صمام التحكم .

## الاستنتاجات والتوصيات :

- يمكن الوصول إلى هذه الخلاصات من خلال الاختبارات المنفذة في هذه الدراسة وهي :
- إن تطبيق الطريقة المطورة لمحاكاة الحالات العابرة مع الأخذ بعين الاعتبار مقاومة الاحتكاك غير الثابتة للسائل . ففي المعادلات (13) و(18) مع المعادلات (6) و(9) يتم توفير طريقة مناسبة للحسابات الرقمية الفعالة في كل من حالتي التدفق الصفحي والاندفاع المضطرب .
- يلعب تغير نبض المضخة دوراً هاماً في تغيرات الضغط المسجلة في الحالة الثابتة ظاهرياً.
- من الممكن أن يسبب ضغطاً لنبض أعلى من  $\pm 10 - 20\%$  من متوسط الضغط .
- إن تغيرات التحميل في النظام الهيدروليكي والناجمة عن تغير مفاجيء في التدفق تؤدي إلى تغيرات في الضغط يمكن أن ينتج عنها إنحرافات خطيرة.

## المراجع

- 1- JELALIM ; KROLL,A. *Hydraulic Seruo-systems. Modelling, Identification and Control*, Springer-Verlag, London,2003,107,523-529.
- 2- KOLLEK,W; KUDZMA,Z; STOSIAK,M.*Acoustic diagnostic testing in identification of phenomena associated with flow of working medium in hydraulic systems [in Polish]*. Twelv Power Seminar 2003 on Current Flow, Design and Operational Problems of Hydraulic Machines and Equipment, Gliwice, Poland,2003,97-105,513-544.
- 3- KUDZMA,S. *Modeling and simulation dynamical runs in closed conduits of hydraulic systems using unsteady friction model*. PhD work at Szczecin University of Technology, February [in Polish] 2005,89,11,174-180.
- 4- OHMI,M; KYONEN,S. *USUI T. Numerical analysis of transient turbulent flow in a liquid line*, Bulletin of JSME, 1985, 28, 239, 799-806.
- 5- SCHOHL,G.A. *Improved approximate method for simulating frequency-dependent friction in transient laminar flow*. Journal of Fluids Eng., Trans. ASME, 1993, 115, 420-424.
- 6- VARDY,A.E; BROWN,J. *On turbulent, unsteady, smooth-pipe friction*. Proc. Of 7th International Conference on Pressure Surges, Harrogate UK, 16-18, BHR Fluid Eng. 1996, 289-311 .
- 7- ZARZYCKI,Z. *On weighting function for wall shear stress during unsteady turbulent pipe flow*. 8th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, The Hague, 2000, 529-543.
- 8- ZARZYCKI,Z; KUDZMA,S. *Simulations of transient turbulent flow in liquid lines using time-dependent frictional losses*. The 9th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, Chester, UK, 2004, 24/26, 439-455.
- 9- ZARZYCKI,Z; KUDZMA,S. *Computation of transient turbulent flow of liquid in pipe using unsteady friction formula*. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, 2005, 116, 27-42.
- 10- WYLIE,E.B; STREETER,V.L. *Fluid Transients*. McGraw-Hill, New York,1978.
- 11- ZIELKE,W. *Frequency-dependent friction in transient pipe flow*. Journal of Basic Eng., Trans. ASME, 1968, 109-115.
- 12- VARDY,A.E; BROWN,J.M.B; KUO-LUN,H. *A weighting function model of transient turbulent pipe flow*. J. Hyd. Res, 1993, 31, 4, 533-548.