

Experimental and Theoretical Study of The Influences of Pipes Sizing on the Hydraulic Systems

Abdulkarem Swadi Saleh

Chef engineers - Ministry of industrial and material- Al Akaa Company.

Email:assw2011@yahoo.com

Dr.Jafer Mahdi Hasan

Machines and equipments department- University of Technology / Baghdad.

Received on: 4/6/2012 & Accepted on: 10/1/2013

ABSTRACT

Ensure this research design and implementation of Primary hydraulic system with external variable load for the purpose to studying the influences of the dimensions of pipes in hydraulic systems, we have been designing two lines for oil, one long (far from the power source) and the other short (close to the source) as it is used in practical applications in factories. The testing process included measuring the speed of the piston in the cases of the long way and short way (with the load) at the same pressure and flow and record the difference in speed of the piston in this two cases and also included practical tests measure the speed of vibration and acceleration of vibration on the tip of the arm piston at various pressures, as well as for various flow also for two cases (long way and short way) at zero position and non zero position of directional valve, for the purpose of showing the effect on the piston performance and directional valve. The theoretical side has included work a mathematical model of each part of the hydraulics system and then work a theoretical analysis of the hydraulic cycle combined and for two cases (long way and short way impose zero) for two types of actuator since been developed for the final transfer function for each case. It turns out that the effect of the length of the pipe is clear from the difference between the transfer functions, as well as the comparison between symmetric piston and non symmetric piston. Been an increase in the speed of the piston in the case of the short way compared to the long way in range of (0.0074 cm/sec). It was also recording speed of vibration and acceleration of vibration of the short and long ways at different flow and pressure and show that acceleration of vibration and speed of vibration are greater in the case of the long line. It was also that Bulk modulus affect the value of the amplitude frequency and increase laden mass on the tip of the plunger lead, reduced amplitude of the frequency. It was concluded that the non-symmetric piston gives better results in terms of lower frequency amplitude.

دراسة عملية ونظرية لتأثيرات ابعاد الأنابيب في المنظومات الهيدروليكية

الخلاصة

تضمن هذا البحث تصميم وتنفيذ منظومة هيدروليكية أساسية ذات حمل متغير لغرض دراسة تأثير ابعاد الأنابيب في المنظومات الهيدروليكية ، لقد تم تصميم مسلكين للزيت أحدهما طويل (بعيد عن مصدر الطاقة) والآخر قصير (قريب من المصدر) كما هو موجود في التطبيقات العملية في المصانع . تم إجراء الاختبارات العملية اذ تضمنت قياس سرعة الكباس للمستخدم في حالتي الممر الطويل والممر القصير بوجود الحمل عند نفس الضغط والتدفق وتسجيل الفرق بالحالتين على سرعة الكباس وأيضاً تضمنت الاختبارات العملية قياس سرعة الأهتزاز وتعجيل الأهتزاز على طرف ذراع الكباس عند ضغوط مختلفة وكذلك لتدفق مختلف وللحالتين (الممر الطويل والقصير) عند الموقع الصفري واللاصفري للصمام الأتجاهي، لغرض تبيان التأثير في أداء المستخدم والصمام الأتجاهي. أما الجانب النظري فقد تضمن عمل موديل رياضي لكل جزء من المنظومة الهيدروليكية ومن ثم عمل تحليل نظري للدائرة الهيدروليكية مجتمعة وللحالتين (ممر طويل وممر قصير فرض صفراً) ولنوعين من المستخدمين اذ تم إستنباط دالة التحول النهائية لكل حالة. وتبين ان التأثير لطول الأنبوب يكون واضحاً من خلال الفرق بين دالتي التحول ، وكذلك تمت المقارنة بين الحالتين بوجود مستخدم متماثل والمستخدم الغير متماثل . تم تسجيل زيادة في سرعة الكباس في حالة الممر القصير مقارنة بالممر الطويل وبمعدل (0.0074 cm/sec). كذلك تم تسجيل سرعة الأهتزاز وتعجيل الأهتزاز للممرين الطويل والقصير ولضغوط وتدفق مختلفة وتبين ان تعجيل الأهتزاز وسرعة الأهتزاز تكون اكبر في حالة الممر الطويل . وكذلك تم التوصل الى ان معامل بلوك يؤثر على قيمة سعة التردد وان زيادة الكتلة المحملة على طرف الكباس تؤدي الى انخفاض سعة التردد . تم الأستنتاج ان المكبس الغير متماثل يعطي نتائج افضل من حيث انخفاض سعة التردد .

المقدمة:

يقصد بإصطلاح الهيدروليكا أو التحكم الهيدروليكي نقل القوة والحركة والتحكم فيهما بواسطة السوائل اذ يستخدم السائل في هذه الحالة لنقل الطاقة . تعتبر المنظومات الهيدروليكية منظومات ذات أهمية كبيرة كونها أصبحت تدخل في كافة منظومات السيطرة والتشغيل للمكائن والطائرات والآلات الدقيقة والضخمة نظراً لدقة وسهولة وسرعة تنفيذها للأوامر اليدوية أو المبرمجة وإقتصاديتها. تطور أجزاء المنظومة مستمر بشكل يواكب الحاجة ومرادف للتطور في مجال الألكترونيات حتى أصبح علماً مستقلاً بحد ذاته يجمع بين عدة علوم من ديناميك الموائع إلى الميكانيك التطبيقية إلى علوم الحاسبات والبرمجة وسيطرة النظم. هنالك منظومات هيدروليكية مركبة مع الماكنة كما في المكائن المبرمجة الصغيرة وهنالك مكائن ضخمة تتركب عليها المستخدمين وصمامات السيطرة فقط وبقية المنظومات تكون بعيدة لأسباب منها السلامة الصناعية وبعضها تكون أيضاً مفصولة ولكن قريبة من الماكنة. علماً إنه لقرب أجزاء المنظومة مع بعضها ومع المضخة له تأثيرات مهمة.



شغل (2) مكائن تقطيع ونفث التبراج تشغل
بوساطة منظومة هيدروليكية قريبة المصدر [1]



شغل (1) مكائنة درفنة تشغل بوساطة
منظومة هيدروليكية بعيدة المصدر [1]

تناول الباحثان (Guillon & Blondel)(1971)[2]

دراسة صمام إتجاهي غير متماثل اذ يتطلب إعطاء معاملات الصمام لكل فوهة (orifice) وبالتالي يستنتج معادلات الأنسياب في ممر الضغط وممر الراجع وبالترابط مع إسطوانة غير متماثلة. ثم تم إستنتاج المعادلات الديناميكية للمنظومة بوجود قوة (F) مسلطة على طرف ذراع الكباس. علماً إن معاملات الصمام تم ربطها بمعادلات بين مساحة وجهي رأس الكباس والمعامل المقابل في حالة الرجوع إلى الخزان.

في هذا البحث لم يتم إستنتاج أي من دالات التحول ولكن وضع منحنيات بيانية لتغيير درجات الضغط مع النسبة بين مساحتي وجهي رأس الكباس وأيضاً منحني التردد للحصول على الموقع الصفري للمنزلق.

لم يتم التطرق في المعادلات إلى أي تخميد ولا إلى التردد المستثار. ومما يجدر الإشارة إليه إن التردد الهيدروليكي الطبيعي (والذي أشار إليه بالتذبذب) يحصل فقط نتيجة الفرق بين معاملات التصحيح بين حجرة الضغط وحجرة الراجع إلى الخزان، وذلك لعدم تطرقه لأي نابض.

[3](1973)(Burton. , et al)

تم دراسة تحليل الصمام والقوى المؤثرة فيه والعلاقة اللاخطية للأحمال الداخلية الكبيرة وبذلك تظهر دائرة ترددات محدودة . وعلاقة اللااستقرارية الناتجة بتنفيذ مهمة الصمام لقيادة المستخدم (بأستخدم أسطوانة متماثلة)

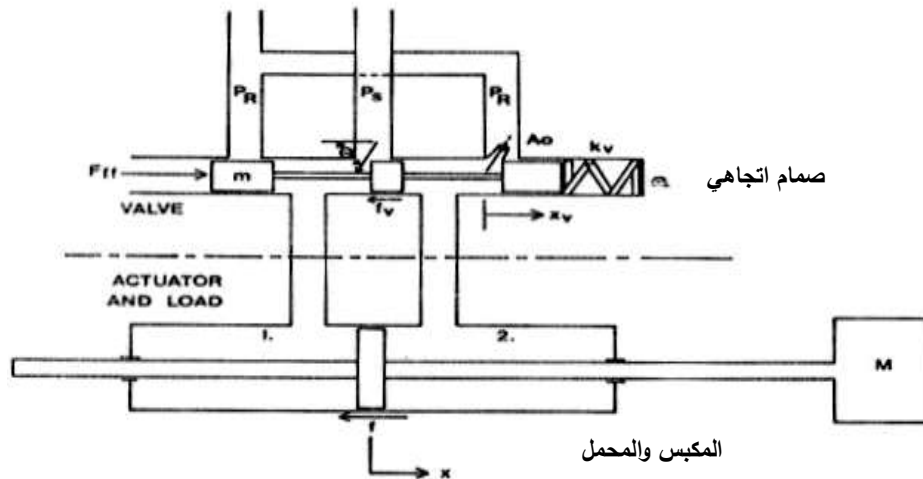
وهذه الدراسة تستحضر الأنموذج النظري لصمام السيطرة الأتجاهي ذي المنزلق والذي بالإمكان إنشاء تصاميم للمنزلق تؤدي إلى تحديد اللااستقرارية المؤثرة جداً على أداء الصمام وبالتالي على المستحصل منه لقيادة عمل ما .

وطريقة أخرى لتقليل اللاخطية بالأحمال الداخلية التي يفوقها الصمام هي بزيادة الاحتكاك الناتج عن لزوجة الزيت ولكن هذا لسوء الحظ مقترن بتغيير تركيب الصمام .

المعادلات التفاضلية الناتجة وجدت معقدة بصورة كبيرة لذلك تطلب استعمال تقريبات لتسهيل الحل. دالات التحول المستنتجة هي نسبة إزاحة منزلق الصمام إلى قوة دفع المنزلق المتناسب مع نابضية (جساءة) النابض في الصمام. ونلاحظ في هذه الدالة إن نسبة التخميد محسوبة فقط للصمام.

ودالة التحول الثانية هي نسبة معدل إنسياب الصمام إلى إزاحة المنزلق. ودالة التحول الثالثة هي نسبة إزاحة المكبس إلى معدل إنسياب الصمام. وهنا تطلب إيجاد معامل تخميد يخص المكبس فقط.

والشكل (3) يوضح مخططاً لهذه المنظومة إذ نلاحظ إن الحمل على المكبس ثابت وممثل بالكتلة (M).



شكل(3) مجمع صمام إتجاهي مع مكبس متماثل مع حمل ثابت

حيث :

 $P_R =$ ضغط الرجوع $P_S =$ ضغط التجهيز $A_O =$ مساحة الفوهة (orifice) $K_V =$ جساءة نابض الصمام $X_V =$ ازاحة منزلق الصمام $F_{tt} =$ القوة اللازمة لدفع منزلق الصمام $t_v =$ قوة الاحتكاك الناتجة عن حركة المنزلق $X =$ ازاحة ذراع المكبس $t =$ قوة الاحتكاك الناتجة عن حركة ذراع المكبس $M =$ كتلة الحمل

قدم الباحثان :

[4](1988)(Bowns & Yang)

بعض الأفكار على تصميمات المنظومات الهيدروليكية لتوفير الحجم والكلفة وبضمنها أنابيب المنظومة. فمن المعروف أن الدوائر الهيدروليكية هي إما أن تكون مفتوحة أو مغلقة ، وهذان الباحثان أستحدثا دائرة هيدروليكية هي الوسط بين الدائرة المفتوحة والمغلقة حيث يتم بموجبها تقسيم الخط الراجع على قسمين أحدهما يرتبط مع خط سحب المضخة والآخر إلى الخزان، وفي هذه الطريقة يتم تقليص حجم الخزان وكذلك تقليل قطر خط السحب وأيضاً التخلص من مشاكل النضوحات. وضع الباحثان :

[5](1988)(Lewic & Hannifin)

دراسة للأسطوانة وتعديلات أجريت على نظام التشغيل لها . فكما نعلم أن الأسطوانة نتحصل منها على قوة وحركة خطية وهذه الحركة يتم التحكم بها إما بواسطة مصدات ميكانيكية أو مفاتيح تحديد كهربائية (Limit Switches) . في هذا البحث تم تطوير نظام جديد للتحكم يعطي أشواطاً بدقة وعلى وفق المطلوب وأيضاً زمنياً دقيقاً وبذلك تكون اقتصادية لعدم وجود خسائر في الوقت أثناء التوقف والحركة. وهذا ما يسمى نظام التغذية بكلفة قليلة والذي بالأمكان أن يتداخل مع نظام الماكينة المركب فيها الأسطوانة.

درس الباحث Xiaown (2005) [٦]

تأثير الأنبوب على الصمام الأتجاهي التناسبي وبوجود مستخدم متماثل وتوصل الى ان الأنابيب تجعل من سعة التردد تتذبذب صعوداً وهبوطاً بشكل دوري وان السعة تتناسب مع معامل الصمام ومعامل التمدد الحجمي للأنبوب وان تأثير طول الأنبوب يكون اكبر في حالة السيطرة على معدل التدفق منه في حالة السيطرة على الاتجاه .

[7](2000)(Min , et al)

درس الخسائر التي تحدث في داخل الصمام وخصوصاً تلك التي يمر بها فيض كبير من كتلة المائع. وبالأمكان حساب الخسائر عملياً أو بالمعادلات التحليلية . ولكن في هذا البحث تم التركيز على تقنية (CFD) التي تسهل كثيراً معرفة خسائر الضغط في الممرات المعقدة التي يسلكها المائع في الصمام . هذه الطريقة التي تعتمد على تقنية الأبعاد الثلاث أظهرت إن الشكل الهندسي للمنزلق وكذلك معدل تدفق الكتلة لهما تأثير في تقليل الخسائر في الضغط .

وأيضاً هذا البحث يقدم رسوماً لشكل الأنسياب داخل حجرات الصمام وتأثير أشكال المنزلق وأيضاً مناطق التضاضط ومناطق الانفراج في الضغط على هيئة درجات بكثافته أو تباعد الخطوط وهي مرسومة بالحاسوب وبعدين (2D).

[8](2005)(Rydberg)

تلعب السوائل دوراً " مهماً" في أنظمة نقل الطاقة، وإن أقدم المنظومات الهيدروليكية إستخدمت المياه كوسيلة لنقل الطاقة، ولكن في هذا النوع من الأنظمة يجب أن يكون المعدن المستعمل ذا مقاومة عالية للتآكل والتكهف (Cavitations). هذا الباحث يسلط الضوء على أفكار جديدة ومفيدة لتصميم

أنظمة المياه الهيدروليكية ويناقش أيضاً تأثير التغيرات في الأجزاء وفي المنظومة بشكل عام بسبب استعمال الماء بدلاً من الزيت. إن الماء ذو لزوجة قليلة وهذا يعني مقاومة للجريان أقل وهذا يقود إلى حرارة متولدة أقل وتقليل بخسائر الطاقة ومعامل تلك عالٍ يؤدي إلى قصر زمن الدورة. ومع هذا فإن الأنضغاطية القليلة للماء تسبب مشاكل على شكل إنتقال سريع للضغط العالي وتقع مقارنة مع الأنظمة التي تستخدم الزيت ذا الأنضغاطية الأكثر مثلاً الزيوت المعدنية. ومن المقارنات الأخرى هو إن الماء يتحول إلى الجريان المضطرب عند سرعة (0.14 m/sec) لأنبوب ذو قطر داخلي (16 mm) بينما الزيوت المعدنية عند سرعة (5.6 m/sec) ولكن لنفس السرعة والقطر الداخلي للأنبوب وجد إن خسائر الضغط أقل في حالة استخدام الماء. ولأن الماء له معامل إنتقال حرارة أكبر من الزيوت المعدنية بما يقارب عشرين مرة فلذلك إن المنظومات المستخدمة للماء ذات إرتفاع أقل بدرجات حرارة المنظومة. لقد وجد إن السعة (المدى) للتردد لمضخة تعمل على الزيت المعدني أكبر بحوالي (50%) من تلك التي تعمل على الماء ولنفس عدد الدورات في الدقيقة. ولقد وجد الباحث فروقات مهمة في كفاءة المضخة وكذلك للنظام ؛ فعند السرعة الدورانية فوق 2000 r.p.m تكون الكفاءة الكلية للمضخة التي تعمل على الماء أكبر من تلك التي تعمل على الزيت للمنظومة وعند عدم وجود المخمد وجد إن الكفاءة الكلية للمنظومة التي تعمل على الماء تزداد عن تلك التي تعمل على الزيت بعد 1800 r.p.m بينما تكون أقل عند سرعة دورانية أقل من 1800 r.p.m.

[9](2006)(Xin & ying)

تناول هذان الباحثان تحليل إنسياب المائع خلال أنبوب يتخلله مزدوج من مثليين متساوي الأضلاع يعملان على تدويم المائع وظروف محيطية متذبذبة .
وباستخدام تقنية (CFD) يتم تحليل الجريان غير المستقر بوضع متحسسات على المثلي الثاني (باتجاه التيار) لمعرفة المتغيرات في الضغط الستاتيكي. خلال مراحل الأختبار ، والتردد والضغط الكلي الخارجا يتغيران .
الأشارات تحلل بوساطة (FFT) والنتيجة توضح أن دوامات التدفق تؤثر في التردد ومدى (سعة التردد) ، عندما يكون التردد للظروف المحيطية أعلى من التردد للدوامات ذات الأجهاد غير المنزحج باستعمال ظروف ثابتة. إذ أن التردد ينزاح إلى قيم أعلى ولكن لايساوي التردد للظروف المحيطية .

[10](٢٠٠٧)Shulian,et al

درس ضغط الزيت لأنه يعتبر من الخواص المهمة في المنظومات الهيدروليكية لذلك أعطى هؤلاء الباحثون أهمية كبيرة لدراسته وفتت الانتباه إلى أهمية الموجات فوق الصوتية لمعرفة ضغط الزيت داخل الأنبوب في أي موقع نختاره ومن السطح الخارجي للأنبوب دون الحاجة إلى وضع مقاييس الضغط التقليدية أو الإلكترونية .

استنتب الباحثون في هذه الدراسة النموذج الرياضي لقياس الضغط بوساطة الأمواج فوق الصوتية ، أما المبدأ العملي لهذه الطريقة هو عبارة عن مرسل إشارة إلكترونية وتحتها مباشرة موصلة الصوت والتي يتم ملامستها للجدار الخارجي للأنبوب الزيت . بعدها قام الباحثون بأجراء دراسة مقارنة باستخدام الحاسوب وبرنامج (MATLAB) لاستنباط منحنيات العلاقة بين الضغط والفترة الزمنية لزيادة الضغط وتم إجراء المقارنة مع النتائج المقاسة عملياً بوساطة جهاز قياس الضغط بالموجات فوق الصوتية فوجدوا تطابقاً جيداً .

في هذا البحث سيتم اختبار تأثير أبعاد الأنابيب عملياً وسيؤخذ تأثير طول الأنبوب على المكبس الغير متمائل وعلاقة ذلك بوضع التشغيل او الغلق للصمام الأتجاهي . وسيتم وضع نموذج رياضي لدالة التحول (Transfer function) في حالة وجود المكبس الغير متمائل في المنظومة الهيدروليكية ومقارنتها مع المنظومة ذات المكبس المتمائل ، علماً ان أبعاد الأنابيب (الطول والقطر وسمك الجدار) تدخل ظمناً في المعادلة النهائية ، والفرق بين دالتي التحول بوجود الأنابيب وبفرضها صفراً سيعطي التأثير النظري للأنابيب .

الجانب العملي نبذة أولية عن الجهاز

الجهاز هو منظومة هيدروليكية مختبرية يحاكي بعض المنظومات الهيدروليكية للمكائن الإنتاجية. تم تصميمه وتصنيعه لأجراء الأختبارات اللازمة لهذا البحث وأيضاً للاستفادة منه للبحوث المستقبلية. ولغرض تصميم الجهاز او اي منظومة هيدروليكية فيجب أولاً معرفة الحمل والسرعة المطلوبة لقيادة الحمل وايضاً الخسائر في الضغط لغرض معرفة مواصفات المضخة المطلوبة ومنها سيتم معرفة قدرة المحرك الكهربائي اللازمة ، تم تصميم ممرين للزيت المعدني احدهما طويل والآخر قصير مع مراعاة سهولة الانتقال من ممر الى آخر ومنها يتم دراسة المتغيرات التي تحصل على المنظومة في حالة بعد المستخدمة وصمامات السيطرة عن المصدر ومقارنتها مع تلك القريبة من المصدر والمقصود بالمصدر هنا هو المضخة الهيدروليكية .

وصف الجهاز

إسطوانة هيدروليكية فرقية (غير متماثلة) لأن الحجم الفارغ للحجرتين على يمين ويسار الكباس غير متساو وبالتالي السرعة غير متساوية لنفس التدفق (Q) .
صمام إتجاهي 4/3 (اربع فتحات وثلاثة حجرات اي ثلاثة وضعيات تشغيل) مغلق الفتحات في حالة التعادل الحجم (١٠) سيطرة كهربائية (solenoid) مع نوابض إرجاع على الجانبين لإرجاع المنزلق (spool) إلى الوضع التعادل عند إنقطاع الإشارة عن القطبين .
صمام حد الضغط للتحكم بمقدار الضغط الأقصى للدائرة اذ ينظم على وفق الضغط المراد وعند زيادة الضغط بزيادة الحمل يقوم بفتح مجرى إلى الخزان للتخلص من الضغط الزائد.
صمام تحكم بالتدفق وذلك للسيطرة على سرعة المستخدم (السرعة الخطية للمكبس) عن طريق السيطرة على معدل التدفق . علماً أن أقصى تدفق هو تدفق المضخة.
صمام لارجعي.

المحرك الكهربائي والذي تم حساب القدرة المطلوبة له من المعادلة [١]:

$$P_{motor} = \frac{P \cdot Q}{600 \cdot \eta_{total}} \quad \dots (1)$$

حيث أن:-

P : أقصى ضغط للمضخة (bar)

Q : التدفق (l / min)

η_{total} : الكفاءة الكلية (الكفاءة الميكانيكية الهيدروليكية × الكفاءة الحجمية)

P_{motor} : قدرة المحرك اللازمة (kW)

المضخة التي تم إختيارها هي بالمعطيات الآتية:-

$$Q = 14 \text{ l / min}$$

وإن الضغط الأقصى المطلوب هو (120bar) (وهو الضغط ألام لقيادة الحمل مضافاً إليه الخسائر القصوى أي في الأنبوب الطويل مع الخسائر في الانحناءات ووصلات الربط) علماً إن المضخة ممكن الحصول منها على ضغط أكبر يصل إلى ٢٠٠ bar وبذلك:-

$$P = \frac{120 \times 14}{600 \times 0.9} \approx 3 \text{ kW}$$

حيث تم أختيار محرك ذي قدرة (3 kW) وسرعة (n = 1450 r.p.m.).

الأنابيب في المنظومات الهيدروليكية

الأنابيب والخراطيم هي الوسيلة الوحيدة للربط بين أجزاء الدوائر الهيدروليكية لأيصال السائل

المضغوط إلى صمامات التحكم ثم إلى المستخدمين وأيضاً لإرجاع السائل إلى الخزان . وقياسات الأنابيب لاتؤخذ إعتباطاً بل على وفق قوانين محددة والغرض من ذلك هو لتقليل الخسائر والأهتزازات ودرجة الحرارة إلى أقل ماممكن وبالتالي التأثيرات السلبية على المنظومات الهيدروليكية . وعليه تم تصميم شبكة الأنابيب وفق متطلبات البحث وكما يأتي:

لحساب القطر الداخلي للأنبوب، نطبق المعادلة

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\bar{V} \cdot \pi}} \quad \dots(2)$$

$d_i =$ (mm) القطر الداخلي للأنبوب

$Q =$ (L/ min) التدفق

$\bar{V} =$ (m/sec) معدل السرعة

من الجدول (١) حسب موضع الأنبوب في المنظومة والمعطيات الأخرى وبعد حساب القطر الداخلي يجب حساب سمك الأنبوب من المعادلة (٣) : [١١]

$$\dots (3) \delta_v = \frac{d_i (\hat{P} - \bar{P})}{20 \frac{K_{st}}{s} - 3(\hat{P} - \bar{P})}$$

حيث أن :- أقصى ضغط

$\hat{P} =$ أقصى ضغط وهماس يحددان دورة الإجهاد لمعدن الأنابيب .

$d_i =$ القطر الداخلي

معامل الأمان $s \cong 1.5$

جدول (١) معدل السرعة في الأنابيب [١١]

$K_{st} =$ معامل المتانة

Kinematics viscosity (mm ² /sec c)	Suction line		Pressure line (m/s) \bar{V}	Return line (m/s) \bar{V}
	\bar{V} (m/sec)	Pressure P (bar)		
150	0.6	25	2.5 to 3	1.7 to 4.5
100	0.75	50	3.5 to 4	
50	1.2	100	4.5 to 5	
30	1.3	200	5 to 6	
		>200 When $\nu = (30 \text{ to } 150) \text{ mm}^2/\text{sec}$	6	

بهذا أصبح بالأمكان حساب القطر الداخلي للأنبوب حيث كما أسلفنا فإن معدل التدفق للمضخة هو ($Q = 14l/min$) ومن معرفة المائع المستخدم ذواللزوجة الكيناميكية $\{\nu = 20 \rightarrow 30\} mm^2 / s$ ومن الجدول (١) نوجد \bar{V} ونطبق المعادلة (٢) لأيجاد الأقطار الداخلية .

الطول المكافئ

بتصميم الجهاز يجب أن نحقق أبعد مسافة ممكنة بين مصدر الضغط وصمام السيطرة والمستخدم وإن الطول المستقيم للأنابيب له عواقب مؤثرة سلباً في نجاح التجارب لذلك تم الاستعاضة عن بعض الأنابيب المستقيمة بمعوقات تعطي طولاً مكافئاً يفي بالغرض وأهم هذه المعوقات هي توصيلات الأنابيب وخصوصاً التوصيلة بزاوية (90°) وصمام نوع كرة فضلاً عن توسعات فجائية وتضيقات فجائية .
والمبدأ العلمي لهذه الحالة هو إن الخسائر في الضغط عند الصمامات وأجزاء الربط والتوسع والتضييق الفجائيان هو مكافئ للخسائر بطول معين من أنبوب مستقيم فمثلاً الخسائر في صمام نوع كرة (globe valve) ربما تكون نفس الخسائر خلال عدة أقدام أو أمتار لنفس القياس من أنبوب مستقيم أي ممكن كتابة

$$h_{ff} = h_f \quad [١٢]$$

حيث أن :-

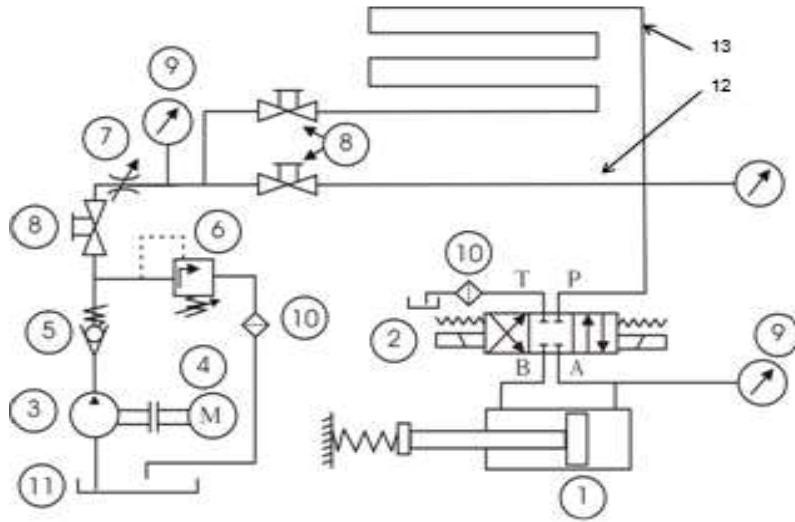
h_{ff} : الخسائر بالضغط لجزء غير معين

h_f : الخسائر في طول مكافئ من أنبوب مستقيم

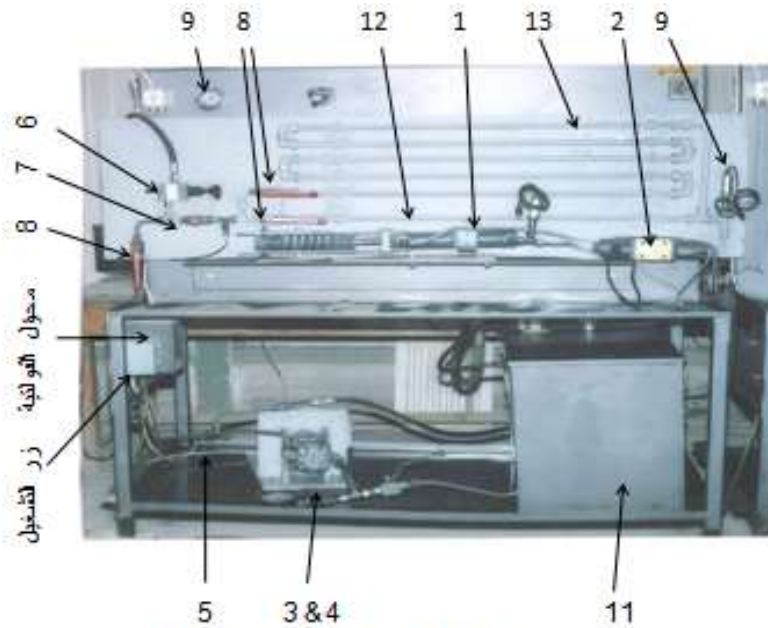
$$h_{ff} = K \left(\frac{\bar{V}^2}{2g} \right) = f \left(\frac{L \bar{V}^2}{d_i \cdot 2g} \right) = h_f$$

وبالتبسيط

$$L = d_i \left(\frac{K}{f} \right) \dots \quad (4)$$



شكل (4) مخطط للدائرة الهيدروليكية



شكل (5) جهاز اختبار تأثير الأتاييب على المنظومة الهيدروليكية

- ١- المستخدم (مكبس غير متماثل).
- ٢- صمام إتجاهي بأقطاب كهربائية (٤/٣) (اربع فتحات وثلاثة حجرات اي ثلاثة اوضاع تشغيل) حجم (١٠) - قطر ممر التوصيل الداخلي بين الفتحات (mm).
- ٤- مضخة ترسية نوع (G2) حجم (١١) أي التدفق ($11 \text{ cm}^3/\text{rev.}$)
- ٤- محرك كهربائي (3 kW) (1450 r.p.m.).
- ٥- صمام لارجعي.
- ٦- صمام حد الضغط.
- ٧- صمام تحكم بالتدفق حجم (٨) (قطر فتحة دخول الزيت 8mm) (Type DV series 10).

٨- صمامات (فتح وغلق on-off) يدوية.

٩- مقاييس ضغط.

١٠- مصفي.

١١- الخزان.

١٢- الممر القصير.

١٣- الممر الطويل.

جهاز قياس الاهتزازات

لغرض قياس سرعة وتعجيل الاهتزاز تم استخدام الجهاز المبين بالشكل (٦) وهو بالموصفات الأساسية الآتية:

Model : VB-8200

Acceleration : to 99.9 m/s²

Velocity : to 99.9 mm/s

Displacement (p-p) : 2 mm

الشركة المصنعة: LUTRON ELECTRONIC



شكل (6) جهاز قياس الاهتزازات

طريقة العمل

يفتح أولاً المصدر الكهربائي الرئيس ذو تغذية (380 V) المخصص للمحرك الكهربائي والمصدر الآخر ذو تغذية (220 V) مخصص للصمام الأتجاهي اذ يتصل مع المحولة إلى (24 DC) وبعد الاطلاع على الشكل (١٩-٣) نتبع الخطوات الآتية:-

- ١- من المفتاح الكهربائي يتم تشغيل المحرك الكهربائي.
- ٢- ينتظر مايقارب خمس إلى عشر دقائق لحين استقرار عمل المضخة والتخلص من الفقاعات الهوائية.
- ٣- يضبط صمام التحكم بالتدفق رقم ٧ على فتحة معينة ويفضل أن تكون صغيرة (أي مايقارب دورة واحدة).

- ٤- يفتح الصمام العلوي من الصمامين رقم ٨ ويغلق الآخر.
- ٥- ينظم صمام حد الضغط رقم ٦ عند ضغط 10bar.
- ٦- يدار زر صمام التحكم الاتجاهي رقم ٢ حتى يتحرك الكباس بأحد الاتجاهين ثم يدار الزر بالاتجاه الآخر ليتحرك الكباس بالاتجاه المعاكس وتعاد هذه العملية ثلاث مرات للتخلص من الفقاعات الهوائية.
- ٧- يدار زر الصمام الاتجاهي بحيث يتحرك الكباس رقم ١ باتجاه ضغط النابض حتى تتعادل القوتان (قوة الحمل المتمثلة بالنابض وقوة الضغط الهيدروليكي) في هذه اللحظة نأخذ قراءة جهاز قياس الاهتزازات من سرعة وتعجيل.
- ٨- تعاد الفترتين ٧،٦ بعد التنظيم على الضغوط (٢٠،٣٠،٤٠)bar.
- ٩- نغلق الصمام رقم ٨ العلوي ونفتح الصمام السفلي ونعيد نفس العمل في الفقرات (8,7,6,5).
- ١٠- تدون كافة النتائج السابقة بجدوال.
- ١١- على نفس الوضع الأخير لتنظيم الدائرة يتم التأشير على مسطرة أسفل المكبس حدود معينة لأزاحة طرف الكباس حيث يتم قراءة الزمن بواسطة ساعة توقيت ولمسافات مختلفة تكرر هذه العملية عدة مرات لأخذ معدل تلك القراءات.
- ١٢- يغلق الصمام رقم ٨ الأسفل ويفتح الأعلى وتكرر العملية في الخطوة ١١ تدون النتائج في ١١ و ١٢ في جداول لأيجاد السرعة للمستخدم في حالة ممر طويل وممر قصير.

التحليلات النظرية

لغرض دعم النتائج العملية حول تأثير الأنابيب على المنظومة الهيدروليكية لابد من تحليل نظري يقود الى توضيح علاقة أبعاد الأنابيب بسعة التردد والتي ستؤثر حتماً على المستخدم (المكبس) (أستقرارية ذراع الكباس التي تم تحليلها في القسم العملي) وأيضاً تأثير نوع المستخدم وعلاقة الكتلة المحملة على طرف ذراع الكباس بسعة التردد . سيتم ذلك بأستنتاج دالة التحول بوجود الأنابيب وبفرضها صفراً ، وأيضاً سيتم أستنتاج تأثير تغير التردد الهيدروليكي الطبيعي للزيت المعدني على سعة التردد.

المعادلات العامة للإنسياب [١٣]

نأخذ بالإعتبار صمام أربعة ممرات (4-way) الفوهات الأربع للممرات هي متماثلة تماماً. هذا التماثل يساعد في فيزيائية عمل الصمام. نفترض إن إزاحة المنزلق موجبة من نقطة التعادل حيث $X_v = 0$ ، إذ سنختار المواضع متماثلة بالنسبة للمنزلق مع الفجوة التي ينزلق داخلها، لأنه نرغب فقط بدراسة الخواص في الحالة المستقرة، بأفترض إن الإنضغاطية للمائع (صفر).
معامل الإنسياب:

$$Kq = \frac{\partial Q_L}{\partial X_v} \quad \dots(٥)$$

معامل الضغط – الإنسياب:

$$K_C = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad \dots(٦)$$

معامل حساسية الضغط

$$Kp = \frac{\partial P_L}{\partial X_v} \quad \dots(٧)$$

و من العلاقات الرياضية ممكن إستنباط المعامل (Kp) و الذي هو النسبة بين معامل الإنسياب و معامل الضغط – الإنسياب:

$$\frac{\partial P_L}{\partial X_V} = -\frac{\frac{\partial Q_L}{\partial X_V}}{\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}} = \frac{Kq}{K_C} \quad \dots(٨)$$

$$K_P = \frac{Kq}{K_C} \quad \dots(٩)$$

$$\Delta Q_L = Kq\Delta X_V - K_C\Delta P_L \quad \dots(١٠)$$

معادلات الخواص الديناميكية

للأنابيب: [٦][١٤][١٥]

$$q_{i+1}^L = (\cosh \mu_i l_i) q_i^R - \frac{1}{Z_C} (\sinh \mu_i l_i) P_i^R \quad \dots(١١)$$

$$P_{i+1}^L = -Z_C (\sinh \mu_i l_i) q_i^R + (\cosh \mu_i l_i) P_i^R \quad \dots(١٢)$$

$$Z_C = \frac{\rho a^2 \mu_i}{j \omega A_i} \quad \dots(١٣)$$

حيث:

$$\mu_i = \sqrt{-\frac{\omega^2}{a^2} + \frac{jgA_i\omega R}{a^2}}$$

معادلة الأستمرارية وتوازن القوى للمكبس غير المتمائل

$$Q_L = (A_{P_1} + A_{P_2}) S X_P + C_{ip} (P_1 - P_2) - \frac{C_{ep}}{2} P_2 + \frac{V_t}{2\beta_e} S P_L \quad \dots(١٤)$$

$$Q_L = A_{P_1} S X_P + C_{ip} P_L - \frac{C_{ep}}{2} P_2 + \frac{V_t}{2\beta_e} S P_L$$

$$F_g = A_{P_1} P_L = M_t S^2 X_P + B_p S X_P + K X_P + F_L \quad \dots(١٥)$$

بالأمكن أستنتاج دالة التحول (Transfer function) بوجود الأنابيب الطويلة وبافتراض إن طول إنبوب التجهيز يساوي طول إنبوب الراجع وكما يأتي:-

معادلتنا الأنسياب للصمام الأتجاهي مع معادلتنا الخواص الديناميكية للأنابيب مع معادلتنا الأستمرارية وتوازن القوى للمكبس غير المتماثل هذه المعادلات الأساسية تحل أنياً لإيجاد دالة التحول في حالة كون المصدر بعيداً.

$$G(S) = \frac{\frac{K_q}{A_{p1}} + 2K_{sp}G_1(S)}{S\left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{\sqrt{2}\delta_h}{\omega_h}S + \frac{A_{p1}}{A_{p1}}\right) + 2G_1(S)K_C\left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{\sqrt{2}\delta'_h}{\omega_h}S + \frac{A_{p1}}{A_{p1}}\right)} \quad \dots (16)$$

$$G_1(S) = \frac{Z_C \sinh \Gamma(S)}{\cosh \Gamma(S)} \quad [7] \quad \text{حيث :}$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{2\beta_e A_{p1}^2}{M_t V_t}}$$

$$\delta'_h = \delta_h - \frac{\sqrt{2}A_{p1} K_{CS}^2}{A_{p1} K_C} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}}$$

$$K_{sp} = \frac{K_q K_C - K_{qs} K_{cs}}{A_{p1}}$$

$$\delta_h = \frac{(K_C + C_p)}{A_{p1}} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{2A_{p1}} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$$

عند إهمال تأثير الأنابيب فإن:-

$$P_{SV} = P_S = \text{constant}$$

$$P_{OV} = P_O = 0$$

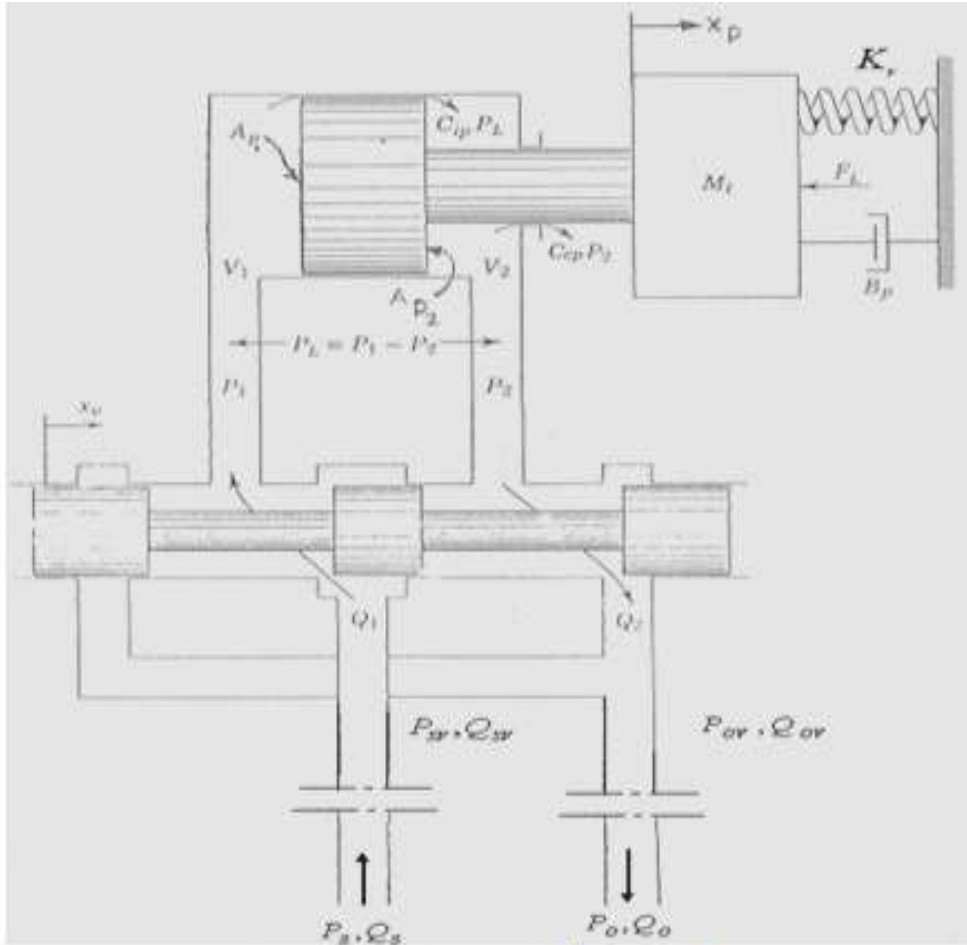
$$G_1(s) = 0$$

وبذلك فإن دالة التحول (المعادلة ١٦) ستكون :

$$G'(s) = \frac{X_P}{X_V} = \frac{\frac{K_q}{A_{p1}}}{S\left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{\sqrt{2}\delta_h}{\omega_h}S + \frac{A_{p1}}{A_{p1}}\right)} \quad \dots(17)$$

وزاوية الطور :

$$\phi = -\tan^{-1} \left[\frac{\sqrt{2}\delta_h \left(\frac{\omega}{\omega_h}\right)}{\frac{A_{P_1}}{A_{P_2}} - \left(\frac{\omega}{\omega_h}\right)^2} \right] \quad \dots(18)$$



شكل (7) مجمع صمام اتجاهي مع مكبس غير متماثل بعيد عن المصدر

النتائج العملية

بتشغيل الجهاز وتدوين القراءات تم التوصل إلى نتائج مهمة وواضحة في حالة سلوك الزيت لممر طويل قبل وصوله إلى المستخدم وفي حالة سلوكه لممر قصير قبل وصوله إلى المستخدم. وما يهنا هو التأثير في إستقرارية الأداء وفي سرعة المستخدم. تم تدوين القراءات الآتية ولنفس التدفق والضغط :

جدول (٢) للممر القصير

الزمن sec	الأزاحة cm
٢٤	3
٢٤	3
23.5	٣
46	٤
46	٤
48	٤
48	٤
48	٤

جدول (٣) للممر الطويل

الزمن sec	الأزاحة cm
22	3
22.5	3
22.5	3
42	4
43	4
44	4
45	4
44	4

وجد إن السرعة الخطية لطرف ذراع الكباس في حالة الممر القصير والممر الطويل هي (0.134 cm/sec) و (0.125 cm/sec) للأزاحة 3 cm على التوالي .
السرعة الخطية لطرف ذراع الكباس في حالة الممر القصير والممر الطويل هي (0.0917 cm/sec) و (0.085 cm/sec) للأزاحة 4 cm على التوالي.
وبذلك نلاحظ الفرق الواضح في السرعة حيث إنه في حالة الممر الطويل فإن السرعة للمستخدم سوف تقل. وهذا يقودنا إلى فرق الاستجابة بين إزاحة منزلق الصمام الأتجاهي (X_p) إلى إزاحة كباس الأسطوانة (X_p).

النتيجة الأخرى هي الأهنزازات على طرف ذراع الكباس. فبعد أن تم جدولة النتائج لسرعة وتعجيل الأهنزاز في حالة الممر الطويل والقصير وباستخدام جهاز قياس الأهنزازات المبين بالشكل (6) حيث يتم وضع الطرف الممغنط على طرف ذراع الكباس، ولغرض تبيان حقيقة الفرق لأغراض المقارنة الفعلية تم وضع المنحنيات لكلا الحالتين.

فعندما يكون الصمام الأتجاهي في الموقع الصفري نلاحظ أن للأنايبب تأثيراً في المنظومة وهذا التأثير تم توضيحه كما في الشكل (٨) كعلاقة بين الضغط وسرعة الأهنزاز إذ إن الفرق بين الممر الطويل والممر القصير يبدأ بشكل واضح بعد الضغط (10 bar) حتى يصل إلى أقصى قيمة بين الضغط (20 bar) إلى (30 bar) ، ثم يقل الفرق. وفي الشكل (٩) توضيح أيضاً لذلك الفرق ولكن بصيغة العلاقة بين الضغط وتعجيل الأهنزاز أي مع سعة التردد. إن سبب زيادة سرعة وتعجيل الأهنزاز في حالة الممر الطويل مقارنة مع الممر القصير هو تأثير مرونة الأنبوب فتؤدي إلى تذبذب سعة التردد وكذلك فإن زيادة الضغط يؤثر على التردد الهيدروليكي الطبيعي للزيت المعدني .

وبذلك فإن للأنابيب تأثيراً واضحاً في المستخدم على الرغم من إن الصمام مغلق. وتفسير هذه الحالة هو إن الأنابيب الطويلة تؤدي إلى زيادة عدم الاستقرارية لمنزلق الصمام مقارنة مع الأنابيب القصيرة بسبب زيادة تذبذب سعة التردد ولصعوبة قياس الأهتزاز على المنزلق عملياً تم قياسه على رأس الكباس.

أما في الشكلين (10) و (11) فهنا الصمام عند الموقع اللاصفري وفي هذه المنحنيات نلاحظ إن لكلا الممرين هنالك صعوداً في قيمة سرعة وتعجيل الأهتزاز خصوصاً بعد الضغط (10 bar). ونلاحظ الفرق الواضح بين الممر الطويل والقصير حتى يصل هذا الفرق والقيم للسرعة والتعجيل إلى أقصى مقدار بين (20 bar) إلى (30 bar) ثم تبدأ بالانخفاض. وبالمقارنة بين الشكلين (8) و (10) لسرع الأهتزاز عند الموقع الصفري واللاصفري للصمام الأتجاهي على التوالي وبين الشكلين (9) و (11) لتعجيل الأهتزاز عند الموقع الصفري واللاصفري للصمام الأتجاهي على التوالي يتبين إن هنالك زيادة في القيم عند نفس الضغوط في حالة كون الصمام في الموقع الصفري أو اللاصفري. وعند زيادة التدفق بنسبة (50%) تقريباً كما في الأشكال (12) و (13) يحدث فرق بسيط في المنحنيات وذلك بسبب تقليل خسائر الضغط على حساب زيادة التدفق.

ومن النتائج العرضية التي يجب أن نذكرها هو إنه لكل منظومة مصممة لضغوط تشغيل محددة وتعمل على زيت معين يجب تحديد الضغوط الحرجة التي يجب الابتعاد عنها لأنها ذات تأثير سلبي كبير في المنظومة وعلى المنتج لأنه يؤدي إلى أقصى إرتفاع للأهتزاز ويحدث التردد الرنان. ففي منظومتنا يجب الابتعاد عن الضغط التشغيلي (18 → 32 bar) للممر الطويل و (18 → 22 bar) للممر القصير لأن عند هذه القيم تصل سرعة وتعجيل الأهتزاز إلى قيمه العظمى، ومنها نستنتج إن للمنظومات البعيدة عن المصدر سيكون هنالك مدى أوسع للضغوط الحرجة التي تسبب حالة الرنين.

ومما يجدر الإشارة إليه هو إنه يجب تثبيت أقصى إهتزاز للمنظومة عند تصميمها لغرض وضع المخدمات المناسبة عند نصبها على أرضية المصنع أو عندما تتركب في المكائن والتي تحسب مع إهتزاز الماكينة لأختيار المخدمات على قاعدة الماكينة وعند عمل القاعدة الخرسانية (Foundation).

النتائج النظرية

سبق وأن تم إيجاد دالات التحول للمنظومة قريبة المصدر وبعيدة المصدر ذات المستخدم الغير متمائل ومن هذه الدالات أصبح بالأمكان معرفة قيمة الخطأ أو الفرق الذي سيحصل بين المنظومات البعيدة والقريبة المصدر بشكل رقمي أو بالأمكان رسم العلاقات بين مختلف الترددات والسعة و زاوية الطور. بالأمكان وضع قيمة تقريبية لمعنى البعد أي عندما يكون المصدر بعيداً (بما يقارب أكثر من ثلاثة أمتار) عن المستخدم فإن للأنابيب سيكون تأثير واضح ، يكبر كلما زاد الطول وزيادة ونقصان القطر لهما تأثير أيضاً وهو واضح من المعادلات النظرية. الزيادة في الطول إنما تأثيرها يكون بشكل واضح بزيادة التردد وزيادة (السعة) للتردد بإنخفاض وإرتفاع وخصوصاً عندما يصل إلى التردد الرنين للأنابيب وإن أستمرا العمل ضمن المدى للتردد الرنان للأنابيب فسيؤدي إلى إرتقاء وصلات الربط ونضوحات كبيرة وهدر في الطاقة وأداء سيء للماكينة.

وبذلك فإن الفرق بين دالتي التحول للمصدر البعيد والمصدر القريب إنما تعطي المقياس النظري لتأثير الأنابيب.

$$e(\omega) = G(S) - G'(S) \quad \dots(19)$$

بينما الفرق بين مدى التردد يعطى بالعلاقة النسبية الآتية:-

$$e_A(\omega) = \frac{\|G(j\omega) - G'(j\omega)\|}{|G(j\omega)|} \quad \dots(20)$$

والفرق بين زاوية الطور يعطى بالعلاقة الآتية:-

$$e_{\phi}(\omega) = |\phi[G(j\omega)] - \phi[G'(j\omega)]| \quad \dots(21)$$

هذه معادلات عامة تطبق لكافة أنواع المستخدمات ومنها بالأماكن الحصول على النتائج الآتية:-
عندما يكون منزلق الصمام في موقع التعادل (الصفير) فإن:-
وبذلك فإن :-

$$K_C = K_{CS} = 0$$

$$e(\omega) = 0$$

أي أن الأنابيب لها تأثير صغير في الخصائص الديناميكية للنظام. وفي حقيقة الأمر فإن (K_C) و (K_{CS}) لا يساويان صفراً بل أنهما بقيم صغيرة جداً، لذا فإن تأثير الأنابيب لهذه الحالة أقل ما يمكن. وهذا يتطابق مع النتائج العملية.
تؤدي الأنابيب إلى زيادة سعة التردد صعوداً ثم هبوطاً وهذا واضح من زيادة تعجيل الأهنزاز كما موضح في نتائج القسم العملي وهذا تطابق جيد في النتائج النظرية والعملية.
القيمة (السعة) تتناسب طردياً مع طول الأنابيب وهذا أيضاً متوافق مع النتائج العملية.
زيادة السعة له علاقة مع معامل المرونة للأنابيب وكذلك مع معاملات الصمام لأنها تدخل ضمناً في المعادلات العامة.
معامل بلك يؤثر على اداء المنظومة ومنها التردد الهيدروليكي الطبيعي كما في الجدول (٤) وللمعطيات الآتية :

$$M_t = 9.5 \text{ kg}$$

$$V_t = 0.00065 \text{ m}^3$$

$$A_p = 0.00196 \text{ m}^2$$

جدول (4) معامل بلك مع التردد الهيدروليكي الطبيعي للمنظومة

$\beta_e \left(\frac{N}{m^2} \right)$	$\omega_h \left(\frac{rad}{sec} \right)$
3.4×10^9	657.7
1×10^9	356.7
1×10^8	112.8
2.5×10^8	178.3
2×10^8	159.5

المعطيات الآتية للمنظومة :

$$A_p = 0.0029 \text{ m}^2$$

$$\delta_h = 0.5$$

$$K_q = 0.198 \text{ m}^3/\text{sec}/\text{m}$$

$$\omega_h = 159.5 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

ومن المنحنيات تم التوصل إلى النتائج والتي يمكن مناقشتها

كما يأتي:-

١- عند معامل بلك عالي فإن التردد الهيدروليكي الطبيعي سيكون أكبر لنفس الحمل على المنظومة ونفس المستخدم.

٢- التردد الهيدروليكي الطبيعي الكبير يناسب منظومات ذات تردد إستثاري كبير شكل (١٥).

٣- مدى الانقلاب يصل للقيمة العظمى بالقرب من التردد الطبيعي للنظام، وأصغر قيمة عند مرحلة التردد المنخفض والتردد العالي.

٤- في حالة المستخدم غير المتماثل وجد إن المنظومة ذات أستقرارية أكبر من المنظومة المستخدمة لأسطوانة متماثلة إذ أن سعة التردد تبدأ منخفضة عند الترددات القليلة ولا تصعد كثيراً عندما تقترب من التردد الطبيعي ثم تهبط إلى مستويات مريحة عند الترددات العالية وفي هذا إستقرارية أكثر للنظام علماً إن التردد الهيدروليكي الطبيعي هو مقارب تقريباً للعالتين ولكن التحسن هنا يعود إلى تركيبة الحجرة الداخلية للأسطوانة وأيضاً للبختيار الزيت ذي معامل بلك أقل.

٥- في الشكل (16) مدى الانقلاب يصل للقيمة العظمى بالقرب من القيمة $(159.5 \frac{\text{rad}}{\text{sec}})$ وهو التردد

الهيدروليكي الطبيعي للمنظومة وهو مقارب للتردد الأستثاري.

٦- الشكل (١٧) زاوية الطور لنفس التردد تكون أقل للمنظومة المنفذة مقارنة مع المكبس المتماثل.

٧- الشكل (١٨) نلاحظ إن بزيادة الكتلة فإن السعة ستخف عند قيم أدنى للتردد وهذا يؤدي بطبيعة الحال إلى نقص مقدار الأهتزاز والسبب يعود إلى إنخفاض التردد الهيدروليكي الطبيعي، وهذا يحسن الأداء للمنظومة.

٨- في كل المنحنيات نلاحظ إن البداية للسعة (عند التردد صفر) هو بالمقدار (36.5 dB) وهذا يعود إلى تركيبة المستخدم ومعامل الأنسياب.

الأستنتاجات

بعد الوصول إلى النتائج العملية فيما يخص تصميم وتنفيذ منظومة هيدروليكية أساسية ونتائج إختبارها لمصدر قريب ومصدر بعيد ومن النتائج النظرية ومن العلاقات التي تم الحصول عليها نستنتج ما يأتي:-

١- سرعة وتعجيل الاهتزاز المقاسة على طرف ذراع الكباس تتناسب طردياً مع طول الانبوب كما هو واضح من منحنيات النتائج العملية .

٢- عند ظهور ترددات هيدروليكية طبيعية كبيرة جداً كما في الشكل (١٤) فيجب أما تغيير الزيت أو تغيير المستخدم إذ كما يظهر من شكل المنحني فإن قيمة الترددات لن تهبط بل تبقى في صعود وهذا التصميم مؤثر جداً من ناحية التشغيل.

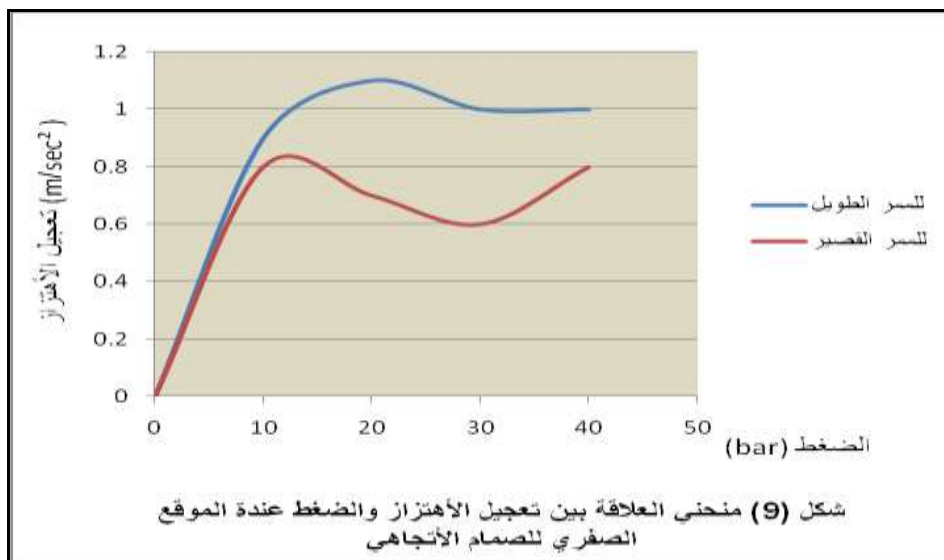
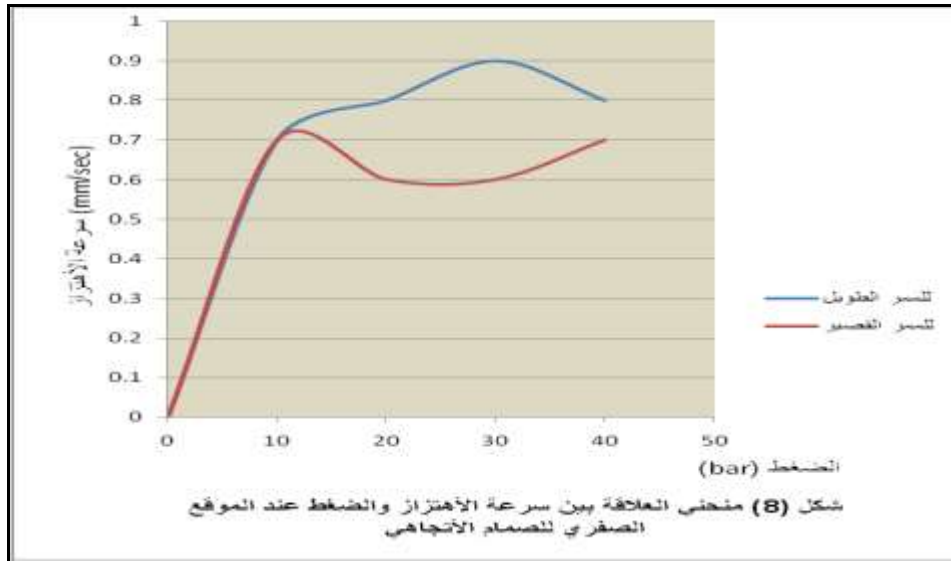
٣- طول الأنابيب لها تأثير واضح على أستقرارية الكباس ومنزلق الصمام .

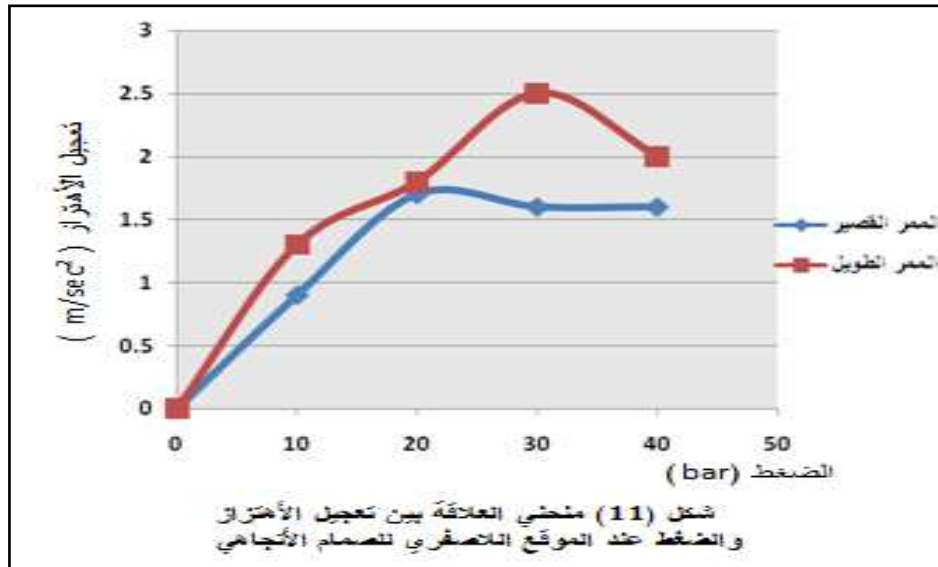
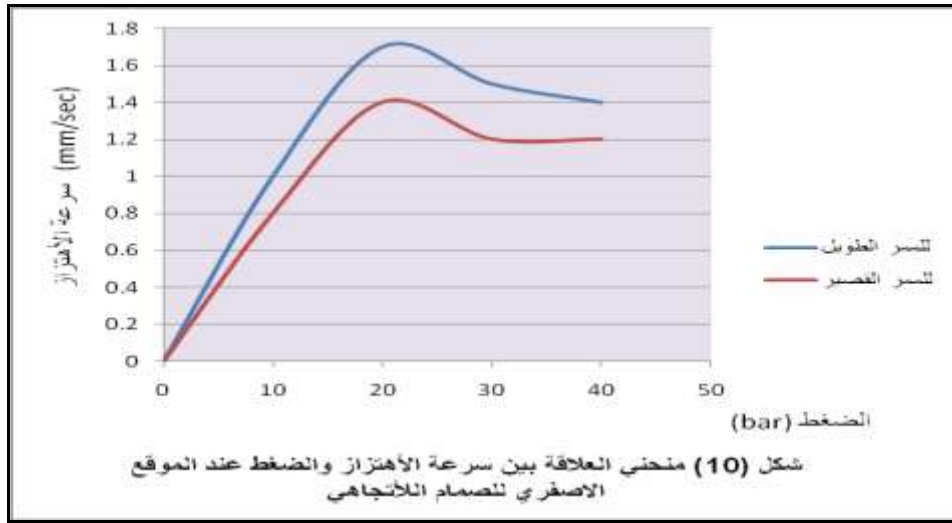
٤- تؤدي الأنابيب الى زيادة سعة التردد صعوداً ثم هبوطاً وهذا واضح من منحنيات العلاقة مع تعجيل الاهتزاز .

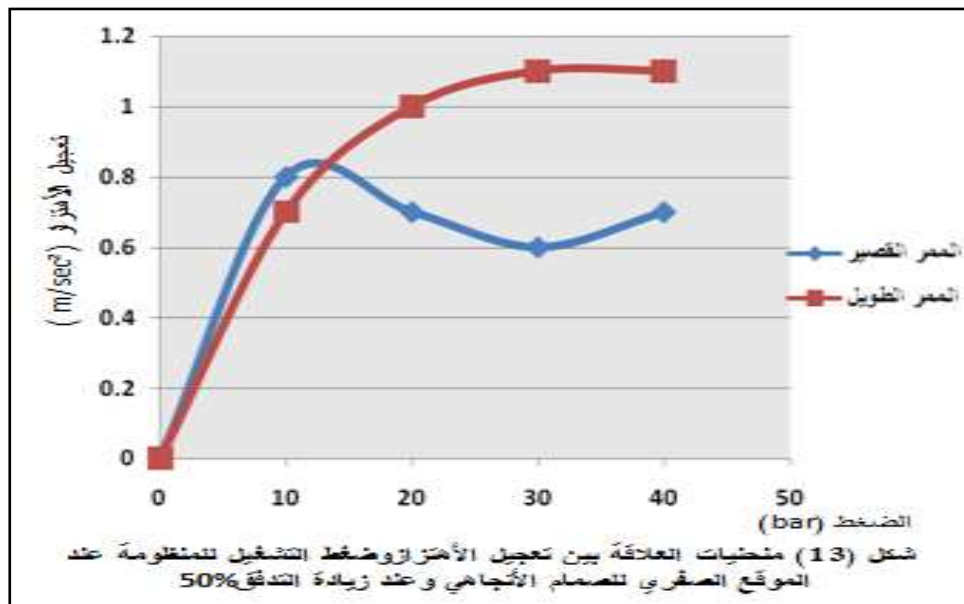
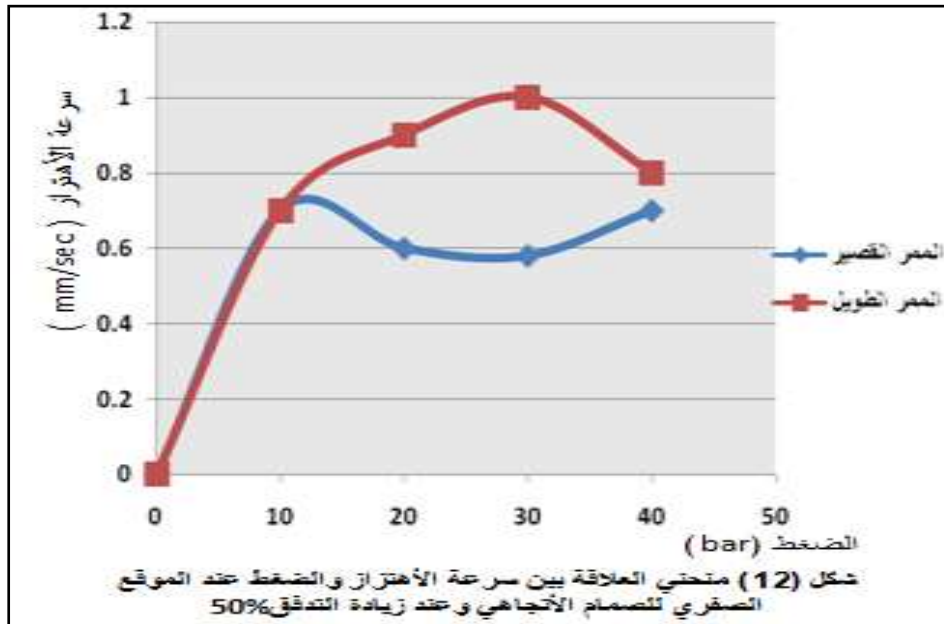
- ٥- بعد الحصول على القطر الداخلي للأنبوب والسلك من الحسابات الأنفة الذكر، لايمانع بتركيب أنبوب ذي قطر أكبر بدرجة واحدة على وفق المقياس العالمي إذا كانت هنالك إحناءات وعوائق أخرى لمجرى المائع في الأنبوب وخاصة للأطوال الكبيرة .
- ٦- بزيادة التدفق فإن تعجيل وسرعة إهتزاز طرف ذراع الكباس تزداد بشكل بسيط مقارنة مع الحالة التي كانت قبل زيادة التدفق وعند نفس نقاط الضغط.
- ٧- عند معرفة ضغط التشغيل للمنظومة يجب معرفة التردد الهيدروليكي الطبيعي ثم نختار نوعية المضخة وسرعة المحرك للابتعاد عن الرنين عند ضغوط التشغيل ولايهم إن حصل خارج هذه الضغوط.
- ٨- عند حصول اهتزازات قوية على طرف ذراع الكباس بسبب بعد المصدر فقط وإن الطول للأنابيب لايمكن تغييره فيجب زيادة سمك الأنبوب وذلك لخفض مقدار التوسع الدائري بسبب دورة الضغط والتي ستزيد من تأثير النبض، أو وضع مخمدات على شكل منزلقات تربط مع المكبس.
- ٩- إذا كان الأهتزاز ليس بسبب الأنابيب (أنابيب قصيرة) فيجب أما تبديل المضخة أو تغيير الزيت أو تغيير المستخدم بأخر ذي قطر أكبر لكي نخفض من ضغط التشغيل وبالتالي يتم تخفيض معامل بلك.
- ١٠- الترددات الناتجة بسبب الأنابيب والتي عندما تصل إلى الرنين على وفق نوع الأنبوب تسبب أهتزازاً قوياً في الأنبوب خصوصاً في المكنائن البعيدة عن المصدر والتي قد تصل إلى (100 m) هذا الأهتزاز يؤدي إلى تفكك وصلات الربط ونضوحات مستمرة، وتعالج هذه الحالة بأستعمال وصلات خاصة. والحل الأمثل هو في قياس الأنبوب بحيث يحدث الرنين خارج حدود ضغوط التشغيل أما قبله أو بعده.
- ١١- المكبس غير المتمائل أعطى نتائج جيدة أفضل كثيراً من المكبس المتمائل.
- ١٢- للأنابيب الطويلة تأثير في الصمام الأتجاهي إذ تتسبب بزيادة عدم أستقرارية منزلق الصمام مقارنة مع الأنابيب القصيرة. وهذا التأثير تم معرفته من الأهتزاز على طرف ذراع الكباس عند الموقع الصفري للصمام وذلك لصعوبة معرفته على منزلق الصمام عملياً، لذلك فإن الصمام ذو المركز الحرج غير ملائم للأنابيب الطويلة.
- ١٣- يجب معرفة التردد الطبيعي لمعدن الأنبوب للابتعاد عن حالة الرنين والتي تسبب اهتزازاً قوياً في الأنبوب.
- ١٤- زيادة الكتلة المحملة على طرف ذراع الكباس تؤدي الى خفض التردد الهيدروليكي الطبيعي وبالتالي بدء انحدار منحنى السعة عند تردد أستثنائي أقل .
- ١٥- سمك وقطر الأنبوب له تأثير على مقدار سعة التردد .
- ١٦- ممكن معرفة مقدار تأثير الأنبوب من الفرق بين دالتي التحول في حالة وجود الأنبوب وفي حالة فرضه صفراً:

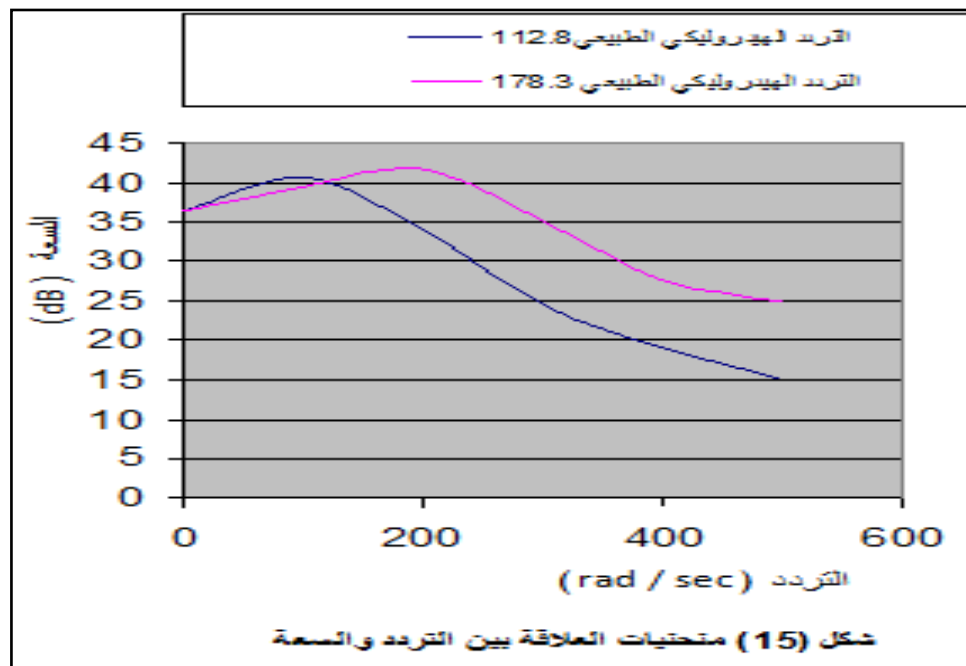
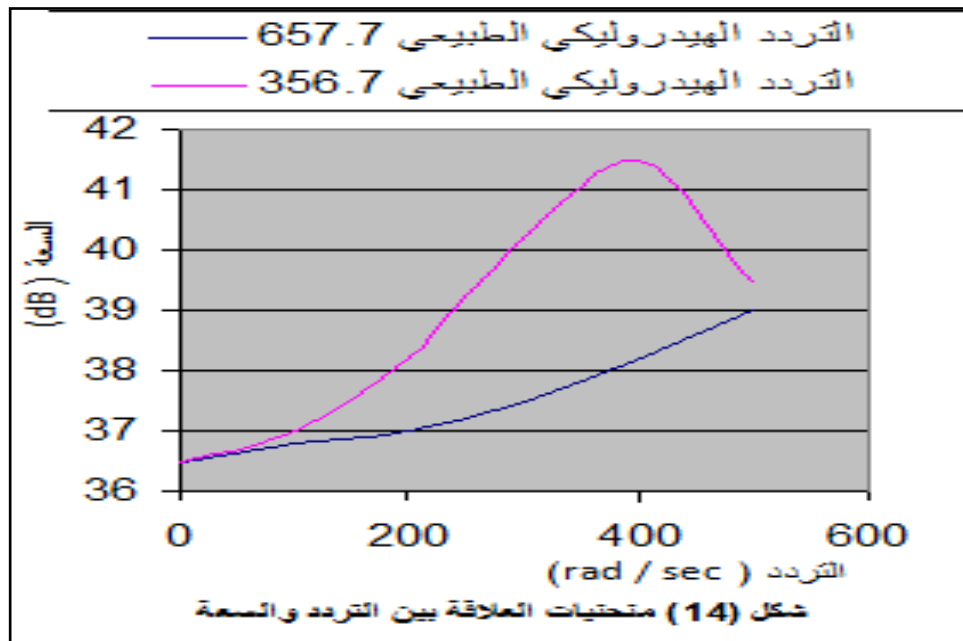
$$e(\omega) = \frac{\|G(j\omega) - G'(j\omega)\|}{\|G(j\omega)\|}$$

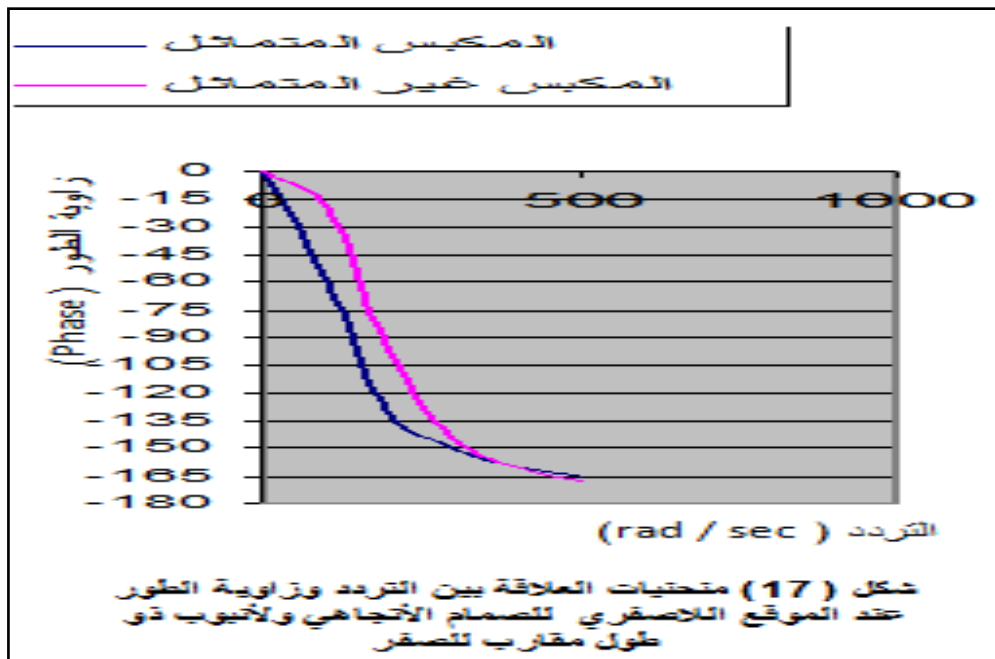
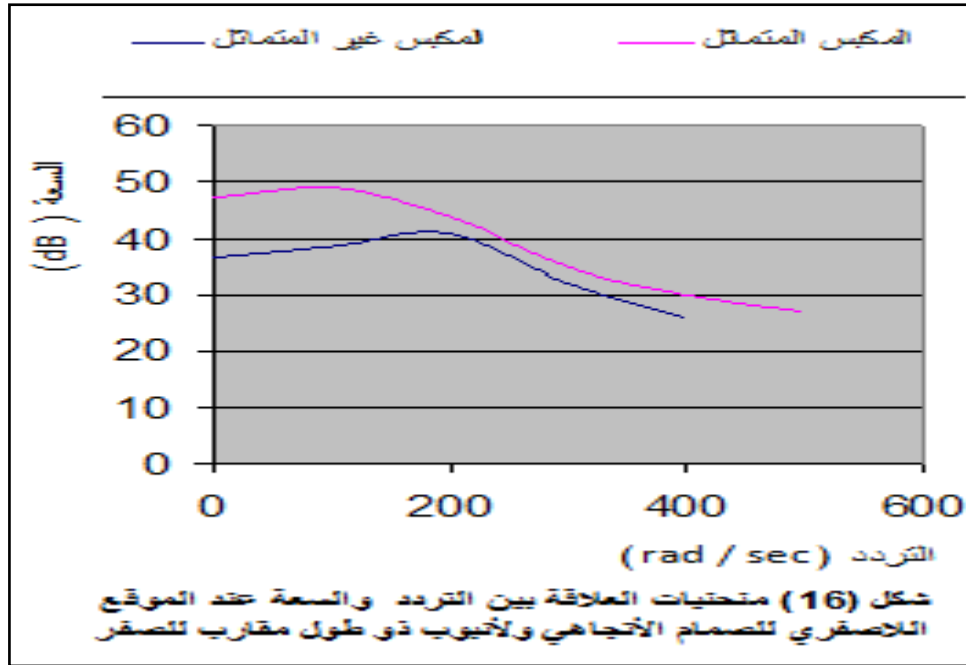
١٧- معاملات الصمام ومعامل المرونة للأنبوب لها تأثير على مقدار سعة التردد.













		الرموز المستخدمة			
		الرمز	المعنى	الوحدة	
$m^3/sec/bar$	معامل النضح الخارجي	C_{ep}	سرعة الموجة الصدمية	m/sec	a
$m^3/sec/bar$	معامل النضح الداخلي	C_{ip}	التعجيل	m/sec^2	a_c
m	الخلوص القطري	C_r	مساحة	m^2	A
	<u>المعنى</u>	<u>الرمز</u>	<u>المعنى</u>	<u>الوحدة</u>	
$m^3/sec/bar$	معامل النضح الكلي	C_{ip}	مساحة وجه الكباس	m^2	A_p
_____	معامل السرعة	C_v	مساحة مقطع ذراع الكباس	m^2	A_r
m	القطر الخارجي	d_o	مساحة مدق المنزلق	m^2	A_v
m	القطر الداخلي	d_i	معامل التخميد		
m	أي قطر داخلي	D	بسبب الانتقال السريع لقوة المانع	$N.sec/m$	B_F
	القطر الداخلي للأنبوب الصغير	D_1	معامل التخميد للمخمد	$m.N.sec$	B_p
m	الرموز الأخرى	_____	معامل الأنسياب الفوهة		C_d

N/mm	معامل المتانة	K_{st}	m	القطر الداخلي للأنبوب الكبير	D_2
m	طول إنبوب الراجع	l_o	m	سمك جدار الأنبوبة	e
m	طول إنبوب التجهيز	l_s	N/m^2	معامل المرونة	E
m	طول	L	—	معامل الاحتكاك	f
Kg	كتلة	M	N	القوة الناتجة بواسطة المكبس	F_g
Kg	كتلة المنزلق	M_s	N	قوة النفث	F_j
Kg	الكتلة الكلية	M_t	N	قوة الأنسياب	F_3
W	قدرة المحرك الكهربائي	P_m	m/sec^2	التعجيل الأرضي دالة التحول	g
bar	ضغط التجهيز	P_S	—	ارتفاع (سمت) الضغط ط	$G(S)$
bar	الضغط الراجع الى الخران	P_o	m	الخسائر في طول مكافئ من إنبوب مستقيم	h, H
bar	ضغط الحمل	P_L	m	الخسائر لجزء معين معامل تجريبي	h_{ff}
bar	الضغط الخارج من الصمام	P_{ov}	—	معامل الضغط- الأنسياب	K
bar	الضغط الداخل الى الصمام	P_{sv}	$m^3/sec/bar$	معامل الضغط- الأنسياب	K_c
bar	ضغوط بين الصمام والمكبس	P_1, P_2	$m^3/sec/bar$	معامل الضغط- الأنسياب الكلي	K_{ce}
m^3/sec	التدفق	q, Q	N/m	معدل قوة الأنسياب الناضية	K_f
m	نصف القطر	r	$m^3/sec/bar$	معامل ضغط الراجع-إنسياب الحمل	K_o
N	قوة القص	s	$m^3/sec/bar$	معامل ضغط الراجع-إنسياب التجهيز	K_{os}
sec	الزمن	t	bar/m	معامل حساسية الضغط	K_p
m/sec	معدل السرعة	v, \bar{v}	N/m	جساءة النابض	K_r
m^3	الحجم	V	$m^3/sec/bar$	معامل ضغط الحمل-إنسياب	K_s
$cm^3/rev.$	الحجم الهندسي للمضخة	V_h	$m^3/sec/bar$	معامل ضغط التجهيز-إنسياب	K_{ss}
m^2/m	تدرج المساحة	W	$m^3/sec/bar$	معامل ضغط التجهيز-إنسياب التجهيز	
m	الإزاحة	X			
m	إزاحة الكباس	X_p			
m	إزاحة منزلق الصمام	X_v			

الرمز	المعنى	الوحدة	ω_h	التردد الهيدروليكي	$rad/sec.$
\in	الخشونة المطلقة	mm		الطبيعي	
δ_v	سمك الأنبوبة	m	σ	الأجهاد	N/m^2
ω	اللزوجة	mm^2/sec	δ_h	نسبة التخميد الهيدروليكي	_____
ρ	الكثافة الكتلية	Kg/m^3	δ_s	نسبة التخميد لمنزلق الصمام	_____
θ, ϕ	زاوية	درجة			
ω	التردد	$rad/sec.$			

قائمة المختصرات

المختصر

المعنى

CFD	Computation Fluid Dynamics
FFT	Fast Fournal Transform
HL	Hydraulic Liquid
VG	Viscosity Grade
2D	Tow Dimention
dB	$20Log G(J\omega) $

المصادر

- ١- أرنو شميت, سعد عبد الفتاح "مكونات الدوائر الهيدروليكية-الجزء الأول", Mannesmann Rexroth GmbH الجزء الأول ١٩٧٨
- [2].Guillon M. , Blondel J.P. “ Non-Symmetrical Cylinders and Valves Under Non-Symmetrical Loading” Proceedings of the 2nd Fluid power Symposium, by the British Hydromechanics Research Association. 1971 paper B5
- [3]. Burton R.T. , Ukrainetz, P.R. Nikiforuk P.N. “Analytic Prediction of Self-Sustained Oscillations In an Inertially Loaded Hydraulic Control valve”. Proceedings of the 3rd International Fluid Power Symposium. The British Hydromechanics Research Association. 1973 paper E4
- [4]. Bowns D.E. , young H. “Some Thoughts on Hydraulic Circuit Design” Fluid Power 8, published on behalf of BHRA. 1988, paper E1
- [5]. Lewic C.J. , Hannifin P. “Low Cost Programmable Positioning System for Hydraulic Cylinders” Fluid Power 8, published on behalf of BHRA. 1988, paper A1
- [6].Xiaown K. “A study of the Influences of Pipe on Valve Control Hydraulic System” 2005
- [7].Min B. , Ying F. “Computational Fluid Dynamics of Hydraulic Spool Valve” 2000
- [8]. Rydberg K.E. “Energy Efficient Water Hydraulic Systems” 2005
- [9]. Xin F. , Ying C. “Effect of Pressure Unsteadiness on Vortex Shedding Frequency from Dual Bluff Body” 2006
- [10]. Shulian W. , Chunfang L. , Bing C. , Yang S. “Study on Mathematics Model, Simulation and Test of Measuring Oil Pressure from Outside of the Pipe by the Ultrasonic Wave” 2007

-
- [11]. Hydraulic Components, Mannesmann Rexroth GmbH Johnsrabe 3-5, D-8770 Lohr am Main 1978
- [12]. Norbert A. "Planning and Design of Hydraulic Power Systems" Volume 3, Mannesmann Rexroth, 1987.
- [13]. Merrith H.E. "Hydraulic Control Systems" Copyright by John Wiley and Sons, Inc. 1967
- [14]. Streeter V.L. , Wylie E.B. "Hydraulic Transients" McGraw Hill Book Co. Inc. New York, volume (3) 1967
- [15]. Chaudhry M.H. "Applied Hydraulic Transients" Van Nostrand Reinhold Company, copyright by Litton Educational publishing, Inc. 1979