

بسم الله الرحمن الرحيم

دراسة نظرية ومختبرية لمضخات الطرد المركزي

Theoretical and Experimental Study on Centrifugal Pumps

جهاز اختبار مضخات الطرد المركزي ذو المرحلتين بكلية الهندسة، عطبرة، السودان

Two Stages Centrifugal Pumps Apparatus in Faculty of  
Engineering, Atbara, Sudan



تأليف

أسامة محمد المرضي سليمان

Osama Mohammed Elmardi Suleiman

أستاذ مساعد، قسم الميكانيكا، كلية الهندسة والتقنية، جامعة وادي النيل

ديسمبر 2005 م

تم تنقيحه في يناير 2018 م

## شكر وعرّفان

الشكر والعرّفان لله والتبريكات والصلوات على رسوله وخادمه محمد وعلى آله وصحبه وجميع من تبعه إلى يوم القيامة.

لذكرى كُلي من أُمي الغالية خضرة درار طه، وأبي العزيز محمد المرضي سليمان، وخالتي الحبيبة زعفران درار طه الذين تعلمت منهم القيمة العظيمة للعمل واحترام الوقت وترتيبه وتدبيره.

إلى زوجتي الأولى نوال عباس عبد المجيد وبناتي الثلاث رؤى، روان وآية تقديراً لحبهم وصبرهم ومثابرتهم في توفير الراحة والسكون خاصّةً عندما تتعقد وتتشابك الأمور.

إلى زوجتي الثانية لمياء عبد الله علي فزاري التي مثّل حبها وتضرعها إلى الله الزخم الذي دفعني للمسير في طريق البحث والمعرفة الشائك.

يودُّ الكاتب أن يتقدم بالشكر أجذله لكل من ساهم بجهده وفكره ووقته في إخراج هذا الكتاب بالصورة المطلوبة ويخص بذلك الزملاء الأساتذة بقسم الهندسة الميكانيكية بجامعة وادي النيل، وأيضاً الأخوة الأساتذة بقسم الهندسة الميكانيكية بجامعة البحر الأحمر وجامعة السودان للعلوم والتكنولوجيا.

الشكر والتقدير والعرّفان للبروفيسور محمود يس عثمان الذي ساهم بقدر كبير في مراجعة وإعادة مراجعة محتويات الكتاب.

أهدي هذا الكتاب بصفة أساسية لطلاب دبلوم وبكالوريوس الهندسة في جميع التخصصات خاصة طلاب قسم الهندسة الميكانيكية حيث يستعرض هذا الكتاب بعض اختبارات الأداء لمضخات الطرد المركزي أو السريان نصف القطري.

وأعبر عن شكري وامتناني إلى المهندس أسامة محمود محمد علي بمركز دانية للطباعة بمدينة عطبرة الذي أنفق العديد من الساعات في طباعة، مراجعة وإعادة طباعة هذا الكتاب أكثر من مرة. أخيراً، أرجو من الله سبحانه وتعالى أن يتقبّل هذا العمل المتواضع والذي آمل أن يكون ذو فائدة للقارئ.

## مقدمة

الحمد لله والصلاة والسلام على رسوله محمد ﷺ وبعد:

إنَّ مؤلّف هذا الكتاب إيماناً منه بالدور العظيم والمقدّر للأستاذ الجامعي في إثراء حركة التأليف والتعريب والترجمة يأمل أن يفي هذا الكتاب بمتطلبات برامج البكالوريوس والدبلوم العام والمتوسط لطلاب وفنيي الهندسة الميكانيكية وهندسة الإنتاج أو التصنيع.

ينقّق هذا الكتاب لغوياً مع القاموس الهندسي الموحّد السوداني، ويُعدّ الكتاب مرجعاً في مجاله حيث يمكن أن يستفيد منه الطالب والمهندس والباحث ويعتبر الكتاب مقتبساً من مذكرات مؤلفه في تدريسه لهذا المقرر لفترة لا تقل عن عشرون عاماً.

يهدف هذا الكتاب للتعريف بمضخات الطرد المركزي وإجراء بعض اختبارات الأداء الرئيسية لهذا النوع من المضخات.

يشتمل هذا الكتاب على ستة فصول. يستعرض الفصل الأول مقدمة عامة عن المضخات، وتصنيف المضخات من حيث كونها ديناميكية دوارة أو ذات إزاحة موجبة وفي نهاية الفصل يتم استعراض أهم أهداف الدراسة الحالية.

يستعرض الفصل الثاني اختبار مضخات الطرد المركزي من وجهة نظر قياس علو الضغط، قياس السعة وقياس السرعة.

يتناول الفصل الثالث دراسة نظرية عن مضخات الطرد المركزي من وجهات نظر معايرة مقياس الفنشوري، خلفية نظرية عن المضخات، تطبيق معادلة أولير لماكينات سريان الطرد المركزي، خصائص الأداء للمضخات، الفقدان، الكفاءة، تأثير الانزلاق على نظرية أولير، قوانين التشابه، السرعة النوعية والتكهف في المضخات.

يتناول الفصل الرابع دراسة مختبرية لمضخات الطرد المركزي حيث يتم فيه وصف متكامل لجهاز التجربة، مواصفاته وخطوات إجراء التجربة. يشتمل هذا الفصل أيضاً على توضيح بعض من نماذج العمليات الحسابية بالإضافة لنتائج الاختبارات والمناقشة.

يناقش الفصل الخامس تعقيبات على جهاز التجربة من حيث توافق الجهاز مع الشروط القياسية ومعوقات إجراء الاختبارات.

أما الفصل السادس فيشتمل على أهم النتائج التي تم الحصول عليها من خلال هذه الدراسة.

إنَّ الكاتب يأمل أن يُساهم هذا الجهد المتواضع في إثراء المكتبة الجامعية داخل السودان وخارجه في هذا المجال من المعرفة ويأمل من القارئ بضرورة إرسال تغذية راجعة إن كانت هنالك ثمة أخطاء حتى يستطيع الكاتب تصويبها في الطبعة التالية للكاتب.

اللهم لا سهل إلا ما جعلته سهلاً

وأنت تجعل الحزن إذا شئت سهلاً

والله ولي التوفيق

المؤلف

أسامة محمد المرضي سليمان

قسم الهندسة الميكانيكية

كلية الهندسة والتقنية

جامعة واي النيل

يناير 2018م

## ملخص

يتم تحديد أداء المضخة من أربعة كميات أساسية هي الطاقة الكلية المضافة للمائع بواسطة المضخة، تصريف السريان، القدرة المدخلة لعمود المضخة، وسرعة عمود المضخة. يتم حساب الطاقة الكلية من قياسات السريان والضغط ويتم قياس الكميات الثلاث المتبقية مباشرة خلال أجهزة القياس المتوفرة بجهاز التجربة. من الأرقام المتحصل عليها خلال الاختبار يمكن حساب الكفاءة الإجمالية (gross efficiency). إضافياً، فإن قياسات مثل صافي سمت السحب الموجب (NPSH) يمكن استدعاؤها بحيث يمكن تقدير أداء التكهف.

كل أو جميع المضخات بغض النظر عن مقاساتها أو تصنيفها يجب أن تعطي أداءً مقبولاً خلال الاختبارات قبل القبول النهائي للمشتري. (أي أن تلائم متطلبات ومواصفات المشتري).

أهداف الاختبارات يمكن حصرها في الآتي:

1. تحسين التصميم والتشغيل الفعلي للمضخة بدراسة التأثيرات المترتبة على أداء المضخة عند تعديل التصميم.

2. للتأكد من المواصفات المطلوبة للمضخة.

على أي حال، فإن الهدف الرئيسي من هذه الدراسة هو إجراء اختبارات أداء على مضخة طرد مركزي ودراسة خصائصها.

استخدم في هذا البحث جهاز اختبار صغير الحجم عبارة عن وحدة ضخ ذات مرحلتين تتكون من مضختين متشابهتين في مواصفاتها يمكن تشغيلها بالتوصيل إما على التوالي أو التوازي وهكذا يسمح بإجراء اختبارات على مضخة متعددة المراحل.

وجد من خلال هذا البحث أن النتائج المخبرية المتحصل عليها توافقت تماماً النتائج المعطاة بواسطة الشركة المصنعة. ووجد أيضاً أن كفاءة المضخة تكون متدنية (حوالي 45%) مقارنة بالقيم المقبولة التي تكون في حدود

75% ويرجع ذلك إلى صغر حجم الماكينة الذي ينشأ عنه عدم تناسب في أجزاء الماكينة وبالتالي يعود إلى فقودات عالية.

## Abstract

Pump performance is determined from four quantities which are total energy added to the fluid by the pump , flow discharge , power input to the pump shaft and pump shaft speed. Total energy is calculated from the flow and pressure measurements and the other three quantities are measured directly. From the test figures, the gross efficiency can be computed. Additionally, measurements of the net positive suction head, NPSH, may be called for, so that cavitation performance of the pump may be estimated.

Every pump regardless of size classification should have at least some kind of performance test before final acceptance by the purchaser. If not, the customer or user does not have any way of knowing that his or her requirements have been fulfilled. Performance tests of pumps and the test methods will depend on the ultimate purpose of the tests. Tests normally fall into one of the two purposes or objectives:

1. Improvement in design, or actual operation, thus enabling any effect on performance by a change or modification in design to be evaluated.
2. To determine if contractual commitments have been met, thus making possible the comparison of specified, predicted, and actual performance.

However, the main objective of this research is to run performance test on a centrifugal pump and to study its characteristics. The test apparatus is of a small scale designed as a simple self-contained to permit this study. It is a two-stage unit consists of two identical pumps that may be operated either in parallel or in series, thus permitting a study of a multi-stage pump. It is a specially built scale model pumps made by Plint and partners limited company which specializes in manufacturing engineering education equipment.

The experimental results obtained were absolutely satisfactory and almost identical to those provided by the manufacturer. The efficiency of the pump was found to be a low value compared with accepted values for industrial units which reach a value of about 75%. The reason for this low efficiency about 45% is the small size of the

machine which results in a disproportionate losses (i.e. bearing, gland and skin friction).



## المحتويات

الصفحة	الموضوع
i	شكر وعرهان
ii	مقدمة
iv	ملخص
vi	Abstract
viii	المحتويات
	<b>الفصل الأول: مقدمة</b>
1	1.1 مقدمة عامة
1	1.2 تصنيف المضخات
5	1.3 أهداف الدراسة الحالية
	<b>الفصل الثاني: اختبار المضخات</b>
6	2.1 قياس السم (علو الضغط)
7	2.2 قياس السعة
8	2.3 قياس قدرة الدخل
8	2.4 قياس السرعة
	<b>الفصل الثالث : دراسة نظرية</b>
10	3.1 معايرة مقياس الفنشوري
12	3.2 خلفية نظرية عن المضخات
16	3.3 تطبيق معادلة أويلر لماكينات سريان الطرد المركزي
18	3.4 خصائص الأداء
19	3.5 الفقدوات
21	3.6 الكفاءة
23	3.7 تأثير الانزلاق على نظرية أويلر
25	3.8 قوانين التشابه

27	3.9	السرعة النوعية
28	3.10	التكهن في المضخات
		<b>الفصل الرابع : دراسة مختبرية</b>
30	4.1	جهاز التجربة
30	4.2	مواصفات جهاز التجربة
32	4.3	خطوات التجربة
34	4.4	نماذج من العمليات الحسابية
39	4.5	النتائج المختبرية والمناقشة
		<b>الفصل الخامس : تعقيبات على جهاز التجربة</b>
43	5.1	توافق الجهاز مع الشروط القياسية
43	5.2	معوقات إجراء الاختبارات
		<b>الفصل السادس : الخاتمة</b>
45		الخاتمة
		<b>الكتب والمراجع</b>
46		الكتب والمراجع العربية
47		الكتب والمراجع الإنجليزية
		<b>ملحقات</b>
50		ملحق (أ) : جداول
55		ملحق (ب) : مخططات

## الفصل الأول

### مقدمة (Introduction)

#### 1.1 مقدمة عامة (General Introduction):

هنالك ماكينات ومعدات قليلة لها تاريخ أطول في خدمة الإنسان أكثر من المضخة. جميع الإجراءات الصناعية التي تقع تحت مظلة حضارتنا الحديثة غالباً ما تتضمن بصورة أو بأخرى عمليات نقل أو سريان للموائع. وعليه، فإن المضخة والتي هي وسيلة ميكانيكية لإنجاز نقل الموائع تعتبر من الوحدات الأساسية للإجراءات الصناعية، ونمو وتطور هذه الإجراءات لها ارتباطاً وثيقاً بتطورات وتحسينات وحدة الضخ.

يقدر في الوقت الحالي أن إنتاج مضخات الطرد المركزي في الأسواق العالمية هو حوالي 80-85% من الإنتاج الإجمالي للمضخات. ولقد مرت المضخات بمتسلسلة من التطورات والتحسينات أدت إلى زيادة كفاءتها، اعتماديتها، وتكيفها وموائمتها مع النمو المضطرب للتكنولوجيا وحاجيات العنصر البشري.

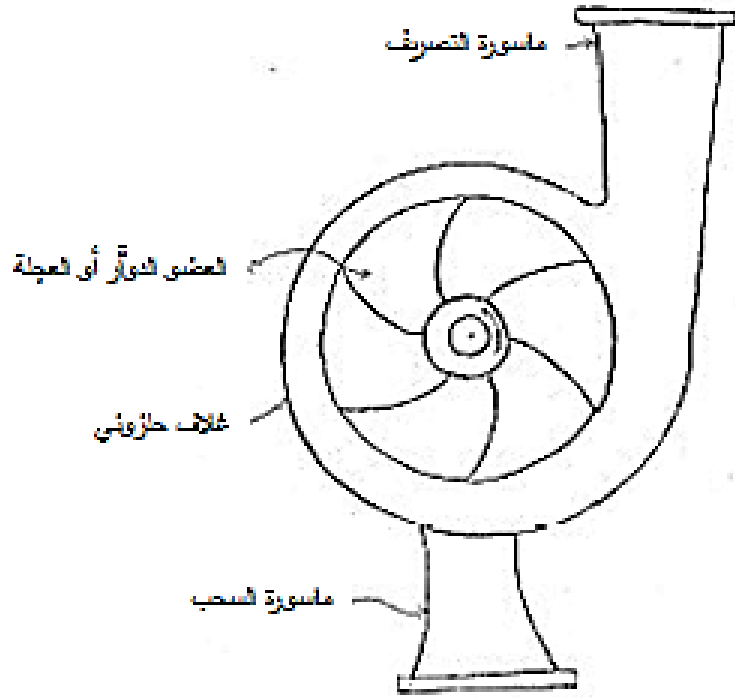
#### 1.2 تصنيف المضخات (Classification of Pumps):

بالرغم من أن هنالك وسائل عديدة لتصنيف المضخات، فإن التعريف الأوضح يكون مؤسماً على الأسلوب الذي تنقل به القدرة إلى المائع، المبدأ الميكانيكي الذي يقف وراء نقل الطاقة، وأخيراً الجهاز الميكانيكي لتحريك المائع. هذا الأسلوب يمكن استخدامه لتصنيف المضخات إلى قسمين رئيسيين هما المضخات الميكانيكية الدوارة ومضخات الإزاحة الموجبة.

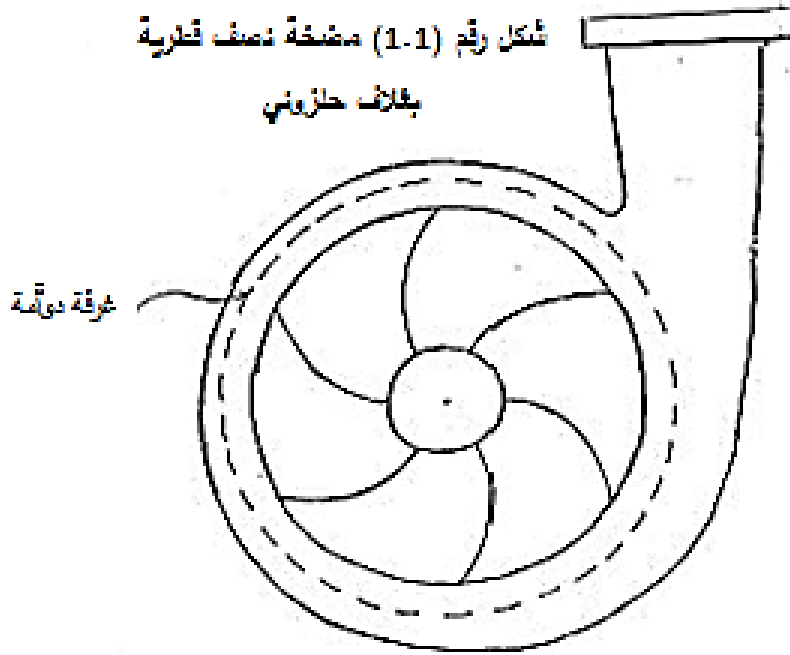
#### 1.2.1 المضخات الديناميكية (Roto-Dynamic Pumps):

هذه المضخات تُؤدّ ضغطاً وبالتالي عملية ضخ بقوة الطرد المركزي، الرفع الميكانيكي، أو تبادل كمية الحركة. يتم إمداد الطاقة باستمرار إلى المائع في مضخات الطرد المركزي لينتج سريان نصف قطري، محوري أو مختلط.

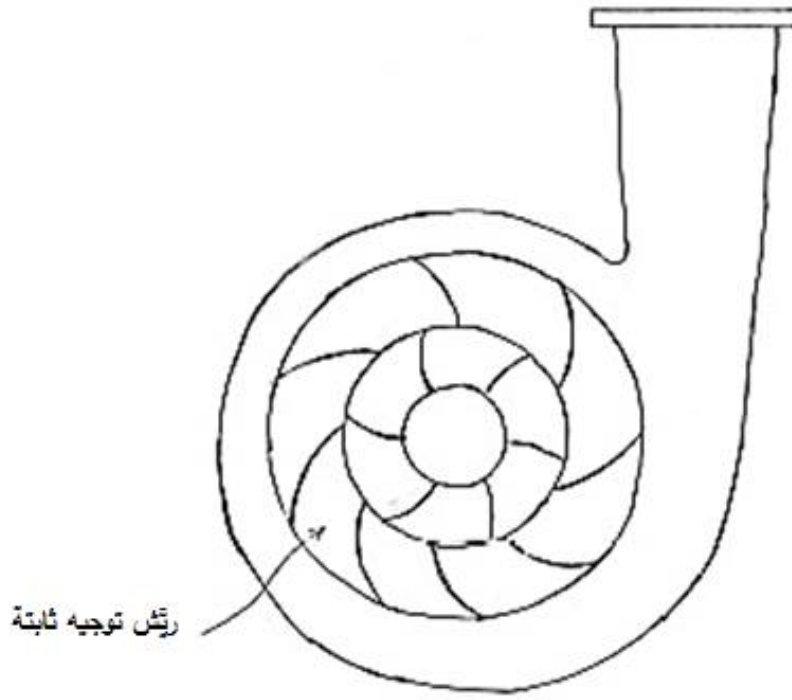
تتكون المضخة الديناميكية الدوارة أساسياً من عجلة (impeller) تحمل عدداً من الريش المقوسة إلى الخلف التي تدور في الغلاف شكل (1.1) أدناه. يدخل السائل إلى المضخة عند منتصفها ويكون هنالك شغل عليه عندما يمر إلى الخارج بالطرد المركزي حيث يغادر العجلة بسرعة عالية وزيادة في الضغط. في الغلاف الحلزوني، هنالك جزء من طاقة السرعة للمائع يتحول إلى طاقة ضغط كلما مر السريان إلى ماسورة التصريف. الشكل رقم (1.1) يوضح غلافاً حلزونياً (volute casing) تزيد مساحته في اتجاه التصريف وهكذا يخفض سرعة السائل ويزيد الضغط لتخطي سمات التصريف. هذا النوع من الغلاف لديه كفاءة منخفضة لأن هنالك فقد كبير في الطاقة نتيجة للدوامات (eddies). الشكل رقم (1.2) أدناه يوضح مضخة بغرفة دوامة (a vortex or whirl pool chamber) التي هي اتحاد بين غرفة دائرية وغلاف حلزوني. هذا النوع من الغرف لديه كفاءة عالية لتحويل طاقة الحركة إلى طاقة ضغط أكبر مما يتم الحصول عليها من غلاف حلزوني فقط. أما إذا أريد الحصول على كفاءة قصوى أكبر من تلك للنوعين المذكورين عاليه يتم استخدام ناشرة (diffuser) تتكون من حلقة ريش توجيه ثابتة وظيفتها تحويل جزء كبير من طاقة السرعة عند المدخل إلى طاقة ضغط وتوجيه الماء إلى الريش المتحركة وأيضاً تتحكم في حجم الماء وبالتالي القدرة المدخلة إلى عمود المضخة. عندما يتم استخدام ريش توجيه ثابتة، تسمى المضخة بمضخة التوربينية أو مضخة فرانسيس لأنها تشبه توربينة تعمل عكسياً. شكل رقم (1.3) أدناه.



شكل رقم (1.1) مضخة نصف قطرية  
بغلاف حلزوني



شكل رقم (1.2) مضخة نصف قطرية بغرفة دوامة



شكل (1.3) مضخة نصف قطرية بريش توجيه ثابتة

### 1.2.2 مضخات الإزاحة الموجبة (Positive Displacement Pumps):

تتكون من كباس أو عضو أو إزاحة يتحرك في أسطوانة يدخل إليها السائل أو يغادرها خلال صمامات مناسبة. يعطي الكباس حركة ترددية بواسطة ذراع توصيل وعمود مرفقي.

هنالك نوعان من المضخات الترددية أولاهما هي مضخة السحب (suction pump) والتي تستخدم فقط لرفع الماء إلى مستوى أسطوانة المضخة. في شوط السحب فإن حركة الكباس تصنع فراغاً جزئياً في الأسطوانة مما يسمح للضغط الجوي بدفع السائل الموجود في الحوض السفلي إلى الأسطوانة. نظرياً، فإن السمتم لا يمكن أن يزيد عن سمتم السائل المكافئ للضغط الجوي، الذي هو 10.4m في حالة الماء، ولكن إذا قل الضغط عن ضغط البخار فإن السائل سيغلي في الأسطوانة وتتوقف المضخة عن أداء وظيفتها. وهكذا فإن العلو أو السمتم المتاح في حالة الماء يحدد بحوالي 8m عند درجة الحرارة العادية. أما المضخة الترددية الثانية فهي تعرف بالمضخة

القسرية (forced pump) وهي مشابهة إلى حد ما لمضخة السحب إلا أنه في هذا النوع يتم دفع السائل باستخدام موتور كهربائي أو محرك ديزل إلى أي ارتفاع مرغوب فوق خط مركز المضخة.

### 1.3 أهداف الدراسة الحالية (Objectives of Present Study):

الهدف من هذه الدراسة هو التأكد من المواصفات المطلوبة للمضخة بمقارنتها بالمواصفات القياسية للجهة المنتجة وذلك من خلال مجموعة من الاختبارات التي يمكن إيجازها في الآتي:

1. معايرة مقياس الفنشوري.
2. خصائص الأداء للمضخة الأولى المفردة عند السرعة القصوى 3000rev/min وعند سرعة متوسطة مقدارها 2000rev/min.
3. أداء المضختان على التوالي وعلى التوازي عند السرعة القصوى التي تكون مكافئة لـ 3000rev/min.
4. تحديد الخصائص اللابعدية للمضخة المفردة الأولى.
5. تأثير تفاوت السحب على أداء المضخة.

## الفصل الثاني

### اختبار المضخات

عموماً يمكن اختبار أو فحص المضخات الديناميكية الدوارة في حالة واحدة أو أكثر من الحالات الثلاثة التالية:

i. اختبارات التشغيل الروتيني.

ii. اختبارات القبول أما في المصنع أو في موقع تشغيل المضخة.

iii. اختبارات خاصة.

نتيجة لأهمية التقييم المضبوط لأداء المضخات بالنسبة للشركة المصنعة والمستخدم (الزبون)، تم عمل شفرات اختبار قومية وعالمية. هذه الشفرات تؤسس أحكاماً لإجراء الاختبارات على المضخات. كمثال لذلك، فإن شفرة اختبار معهد الهايدروليكا البريطاني لمضخات الطرد المركزي تؤسس لخطوات إجراء الاختبارات وكتابة التقارير لمضخات الطرد المركزي. تعطي الشفرة حالات محددة لجميع أساليب التحديد الكمي للسعة، السمات وقدرة الدخل.

بالنسبة لاختبارات القبول ولكي يتم الحصول على بيانات اختبار أداء مضبوطة يجب توفير أجهزة الضبط والقياس المناسبة بعد معايرتها ومقارنتها بالمواصفات المطلوبة "المقبولة".

الكميات الأربع التي يتم قياسها لكي يتم تقييم أداء مضبوط للمضخة يمكن حصرها في الآتي:

#### 2.1 قياس السمات (Measurement of Head):

من الضروري التأكد من حالات سريان مستقر عند نقطة توصيل أجهزة القياس. لذلك يجب أن يكون طول الماسورة بعد أي صمام، كوع أو أي جهاز قياس من 5 إلى 10 أضعاف قطر الماسورة.

الأجهزة المستخدمة في قياس السمات هي:



1. أعمدة الماء والمانوميتر للأسمات المنخفضة.

2. مانوميتر زئبقي بعمود مفرد.

3. مانوميتر تفاضلي في شكل حرف U.

4. مقاييس محملة باليايات e.g. أنبوب بوردون، مقاييس الرداخ والنفاخ لضغوط عالية.

## 2.2 قياس السعة (Measurement of Capacity):

الأسلوب الأفضل لقياس السعة يكون معتمداً على الوزن أو الحجم. الأسلوب الأول يعتمد على دقة المقاييس، ودقة قياس الزمن. أما الثاني فيعتمد على دقة القياسات الخطية لتحديد حجم الوعاء وقياس الزمن.

يتطلب الأسلوبان زمن كبير لإكمال اختبار المضخة عندما يكون هنالك أكثر من نقطة أداء يجب قياسها. لهذا السبب إن معظم اختبارات المصنع يتم عملها باستخدام مقاييس فنشوري بما أن الدقة المتحصل عليها بواسطة مقياس فنشوري مركب جيداً هي حوالي  $(\pm \frac{1}{2}\%)$ . بالإضافة إلى مقياس الفنشوري هنالك مقاييس أخرى يتم استخدامها مثل الفوهة، اللوح المثقب وأنبوب بيتوت. جميع هذه الأجهزة الحركية (kinetic meters) تتطلب حالات سريان منتظم. السريان غير المنتظم سيؤثر على قيمة المقياس. من الأهمية بمكان أن يتوافق مقياس المقياس مع مدى السعة المتوقع. ينصح أن تكون سرعة الماء خلال عنق الفنشوري، أو الفوهة أو اللوح المثقب أكبر من 6m/s حتى يمكن إكمال القياس بالدقة المطلوبة.

لتوفير سريان منتظم من مضخة طرد مركزي إلى مقياس مباشرة يجب تركيب ماسورة مستقيمة بين المضخة والمقياس لا يقل طولها عن عشرة أضعاف قطرها. لنتائج جيدة يجب توفير ماسورة مستقيمة طولها لا يقل عن 6 أضعاف قطرها قبل وبعد المقياس.

### 2.3 قياس قدرة الدخل (Measurement of Power Input):

يمكن قياس القدرة الحصانية المدخلة لمضخة باستخدام دينامومترات نقل أو التواء (transmission or torsion dynamometers)، أجهزة قياس العزم من نوع مقياس الانفعال وباستخدام محركات معايرة كهربائية.

إذا تمت إدارة المضخة بواسطة توربينة بخارية أو محرك زيت فسيكون من الصعوبة بمكان تقييم القدرة الحصانية الحقيقية التي يتم إمدادها إلى عمود المضخة.

### 2.4 قياس السرعة (Measurement of Speed):

يتم قياس سرعة عمود المضخة بواسطة عداد لفات وساعة إيقاف أو تاكوميترات أو أجهزة إلكترونية.

في نظام ديناميكي، مثل مضخة في حالة تشغيل ستؤثر البيئة المحطة وبيئة المضخة في حدوث تفاوتات في قراءات الأجهزة. التفاوتات عبارة عن تأرجحات حول قيمة متوسطة عند فترة زمنية قصيرة وتحدث أثناء الزمن الذي تؤخذ عنده قراءة أو مشاهدة مفردة. أثبتت الدراسات الهندسية أنه وخلال حدود معينة يمكن تجاهل هذه التفاوتات باعتبارها حالات سريان مستقر.

حسب شفرات الاختبار يمكن حصر التفاوتات المقبولة فيما يلي:

$\pm 2\%$  لضغط التصريف.

$\pm 3\%$  لضغط السحب.

$\pm 2\%$  للسعة.

$\pm 3\%$  للسرعة.

$\pm 1\%$  للقدرة الحصانية الفرمالية.

جميع هذه القيم يتم تطبيقها عند نقطة الكفاءة القصوى لمضخة تحت الاختبار في اختبار الشركة المصنعة أو المختبر. يمكن التحكم في هذه التفاوتات في حدود القيم المذكورة عاليه وذلك بوضع

أجهزة الاستشعار في مكانها الصحيح.

للإنتاج التجاري للمضخات للاستخدام العام يعتمد المستخدمين على تحكيم الجودة وبرامج اختبارات الشركة المصنعة للحصول على قبول الأداء. أما في حالة المضخات الضخمة مثل خدمة الماء الخام إلى محطة تنقية، إمداد أبراج التبريد، أو خدمة الحماية من الحرائق من العادة الحصول على اختبار القبول كجزء من العقد (التعاقد).

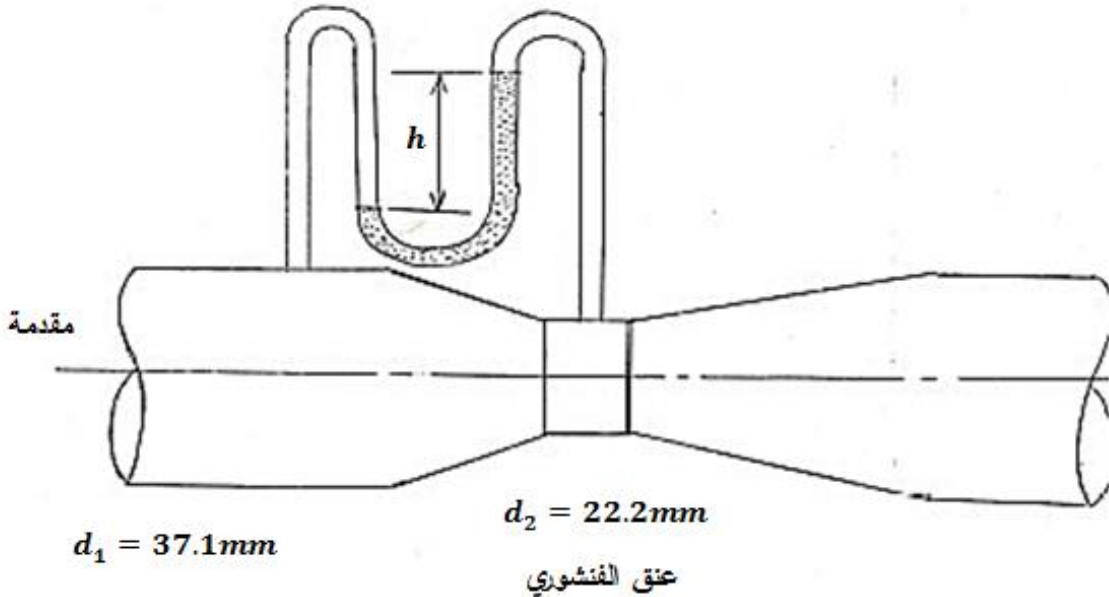
## الفصل الثالث

### دراسة نظرية (Theoretical Study)

#### 3.1 معايرة مقياس الفنشوري (Calibration the Venturi-meter):

كما ذكر سابقاً في المقطع (2.2) من الفصل الثاني أن الأسلوب الأكثر شيوعاً لقياس السريان هو استخدام جهاز الضغط التفاضلي. مقياس الفنشوري هو أحد هذه الأجهزة ويملك الأفضلية عندما يتم مقارنته بأساليب أخرى لإعطاء فروقات ضغوط صغيرة.

يتم توضيح المقياس تخطيطياً في الشكل (3.1) أدناه. يتكون المقياس من ممر متقارب متباعد مزود بوصلات ضغط عند المدخل والعنق. يتم قياس فرق الضغط بين المدخل والعنق بواسطة مانوميتر في شكل حرف U.



شكل (3.1) مقياس الفنشوري وأنبوب المانوميتر في شكل حرف U

يتم إعطاء العلاقة بين السريان الحجمي "Q" وفرق الضغط "h mmHg" بالمعادلة التالية:

$$Q = C_D a_2 \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{a_2^2}{a_1^2}\right)} \times \frac{2gh(\rho_{Hg} - \rho_w)}{10^3 \rho_w}} \quad (3.1)$$

حيث:

$$a_2 = \text{مساحة المقطع العرضي للعنق بالـ } mm^2$$

$$a_1 = \text{مساحة المقطع العرضي للمدخل بالـ } mm^2$$

$$\rho_{Hg} = \text{كثافة الزئبق } 13350 kg/m^3$$

$$\rho_w = \text{كثافة الماء } 10^3 kg/m^3$$

$$C_D = \text{معامل التصريف للمقياس.}$$

تكون الأبعاد الاسمية للمقياس كما يلي:

$$d_1 = \text{قطر المدخل} = 37.1 mm$$

$$d_2 = \text{قطر العنق} = 22.2 mm$$

بتعويض القيم الاسمية لـ  $d_1$  و  $d_2$  في المعادلة (3.1)، نحصل على:

$$Q = 0.238 C_D \sqrt{h} \quad (3.2)$$

$$C_D = C_1 \times C_2 \times C_3 \quad \text{حيث:}$$

$$C_1 = \text{معامل التصريف.}$$

$$C_2 = \text{تصحيح رقم رينولدز.}$$

$$C_3 = \text{تصحيح الأقطار.}$$

يمكن الحصول على القيم  $C_1, C_2, C_3$  من كتيبات التشغيل لمضخات الطرد المركزي وذلك حسب

توصية المؤسسة البريطانية للمعايير والقياسات (B.S. 1042) إذا كانت ترتيبية المواسير تنطبق مع

التوصيات في هذا المرجع. في هذه الحالة، ستكون هذه القيم كما يلي:

$$C_1 = 0.99$$

$$C_3 = 0.98$$

$$C_2 = f(Re) \quad \text{حيث} \quad Re = \frac{\rho u d}{\mu}$$

حيث:

$$\rho = \text{كثافة الماء.}$$

$$u = \text{سرعة الماء في الماسورة.}$$

$$d = \text{قطر الماسورة.}$$

$$\mu = \text{معامل اللزوجة الديناميكي.}$$

وبالتالي فإن المعادلة (3.2) ستتخفض إلى:

$$Q = 0.231 C_2 \sqrt{h} \quad (3.3)$$

على أي حال، تركيب مقياس الفنشوري بعد انحناء مزدوج وطول ماسورة مستقيمة بين الإنحناء المزدوج ومقياس الفنشوري يكون أقل من ذلك الموصوف في بعض المراجع ، هذا يعني أن مقياس الفنشوري يجب معايرته.

### 3.2 خلفية نظرية عن المضخات (Pump Theoretical Background):

جميع الماكينات الديناميكية الدوارة لها جزء دوار يسمى بالعجلة أو العضو الدوار، يسري خلاله المائع باتصال. اتجاه سريان المائع بالنسبة لمستوى دوران العجلة يميز أصناف متنوعة من الماكينات الديناميكية الدوارة. عندما يكون السريان متعامداً مع محور دوران العجلة يُسمى السريان نصف قطرياً وعندما يكون السريان موازياً لمحور العجلة يسمى السريان سرياناً محورياً. في ماكينات السريان نصف القطري التي يطلق عليها أيضاً ماكينات الطرد المركزي، فبالرغم من أن المائع يتقارب من العجلة محورياً إلا أنه يغير اتجاهه عند مدخل الماكينة بحيث يكون السريان خلال العجلة في مستوى دوان العجلة.

الماكينات مختلطة السريان تشكل تصنيفاً ثالثاً بما أن السريان خلالها يكون جزئياً محورياً وجزئياً نصف قطرياً.

كل من المضخات والتوربينات يمكن أن تكون محورية السريان، نصف قطرية السريان أو مختلطة السريان. جميع العجلات تتكون من قرص إسناد أو أسطوانة تكون الريش متصلة عليه. حركة الريش هي التي تتسبب في حركة المائع أو العكس بالعكس في حالة التوربينات. في أي حالة هنالك قوى مسلطة على الريش وبما أنها تدور مع العجلة فإن العزم يُنقل بمعدل التغير في كمية الحركة الزاوية.

بتطبيق قانون نيوتن الثاني إلى الحركة الزاوية.

معدل التغير في عزم كمية الحركة الزاوية = العزم على العجلة

والآن:

نصف القطر × السرعة المماسية × الكتلة = كمية الحركة الزاوية

وعليه:

$$\text{كمية الحركة الزاوية المدخلة إلى العجلة في الثانية} = \left(\frac{\dot{W}}{g}\right) v_{w_1} r_1$$

$$\text{كمية الحركة الزاوية المخرجة من العجلة في الثانية} = \left(\frac{\dot{W}}{g}\right) v_{w_2} r_2$$

حيث:

$$\dot{W} = \text{وزن المائع في الثانية.}$$

$$v_{w_1} = \text{المكونة المماسية للسرعة المطلقة.}$$

$$r_1, r_2 = \text{هما أنصاف أقطار العجلة الخارجي والداخلي على الترتيب.}$$

عليه:

$$\text{معدل التغير في كمية الحركة الزاوية} = \frac{\dot{W}}{g} (v_{w_2} r_2 - v_{w_1} r_1)$$

العزم المنقول = معدل التغير في كمية الحركة الزاوية.

بما أن الشغل المبذول لكل وحدة زمن يمكن إعطاؤه بحاصل ضرب العزم والسرعة الزاوية،

$$T\omega = \text{الشغل المبذول كل ثانية.}$$

$$\text{الشغل المبذول كل ثانية} = \frac{\dot{W}}{g} (v_{w_2} r_2 - v_{w_1} r_1) \quad (3.4)$$

لكن،

$$u = r\omega$$

وبالتالي

$$r_1 \omega_1 = u_1$$

$$r_2 \omega_2 = u_2$$

حيث  $u$  هي السرعة المحيطية للعجلة و  $\omega$  السرعة الزاوية للعجلة.

وبالتالي بالتعويض في المعادلة (3.4) سنحصل على:

$$\text{الشغل المبذول كل ثانية} = E_t = \frac{\dot{W}}{g} (u_2 v_{w_2} - u_1 v_{w_1}) \quad (3.5)$$

تكون وحدة  $E_t$  بالـ  $J/sec$ ، وبما أن الشغل المبذول كل ثانية بالعجلة على المائع هو معدل

انتقال الطاقة بالتالي:

$$E = E_t / \dot{W} \text{ معدل انتقال الطاقة لكل وحدة وزن من المائع المناسب.}$$

حيث:

$$E = \frac{u_2 v_{w_2} - u_1 v_{w_1}}{g} \quad (3.6)$$

وحدة  $E$  هي:

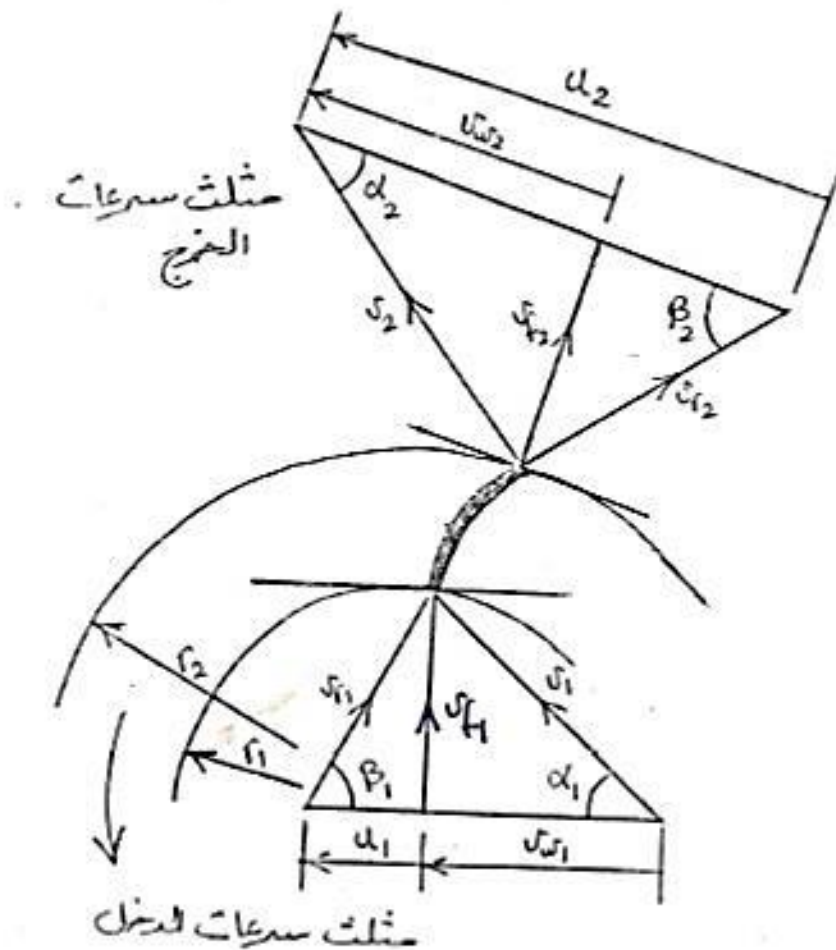
$$\frac{J}{s} / \frac{N}{s} = \frac{J}{N} = \frac{N \cdot m}{N} = m$$



تعرف المعادلة (3.6) عاليه بمعادلة أويلر (Euler's Equation) وبما أن وحدتها هي الأمتار كما في جميع عناصر معادلة بيرنولي، بالتالي يمكن استخدامها بالتوافق معه. بما أن وحدة E يمكن تخفيضها إلى الأمتار للمائع المناول بالتالي يمكن الرجوع إليها كسمت أويلر (Euler's Head)، وفي حالة المضخات فهي تمثل السمتم النظري المثالي " $H_{th}$ " الذي يستفاد منه في التعبير عن سمتم أويلر بدلالات سرعات المائع المطلقة بدلاً عن مكوناتها.

$$i. e. H_{th} = \frac{u_2 v_{w2} - u_1 v_{w1}}{g} m \quad (3.7)$$

من مثلثات السرعة، شكل رقم (3.2) أدناه،



شكل رقم (3.2) مثلثات سرعات الدخل والخرج لمضخة طرد مركزي

$$v_{w1} = v_1 \cos \alpha_1, \quad v_{w2} = v_2 \cos \alpha_2$$

بحيث أن:

$$E = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (3.8)$$

لكن باستخدام قانون جيب تمام الزاوية

$$v_{r_1}^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1$$

$$u_1 v_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2}(u_1^2 - v_{r_1}^2 + v_1^2)$$

بالمثل،

$$u_2 v_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2}(u_2^2 - v_{r_2}^2 + v_2^2)$$

بالتعويض في المعادلة (3.8)

$$E = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{(v_{r_1}^2 - v_{r_2}^2)}{2g} \quad (3.9)$$

في هذا التعبير، فإن العنصر الأول يرمز لزيادة طاقة سرعة المائع في العجلة، العنصر الثاني يمثل الطاقة المستخدمة في وضع المائع في حركة دائرية حول محور العجلة (دوامة قسرية)، أما العنصر الثالث فهو استرجاع للسمة السكوني نتيجة انخفاض السرعة النسبية للمائع المار خلال العجلة. أرجع للشكل (3.2).

### 3.3 تطبيق معادلة أويلر لماكينات سريان الطرد المركزي:

#### (Application of Euler's Equation to Centrifugal Flow Machines)

في حالة مضخات الطرد المركزي، يتم توضيح مثلثات السرعة كما في الشكل (3.2). بما أنه، في

العموم  $u = r\omega$ ، يتبع ذلك أن سرعات الريشة المماسية عند المدخل والمخرج تعطى بـ:

$$u_1 = r_1 \omega$$

$$u_2 = r_2 \omega$$

بما أن السريان عند المدخل والمخرج يكون من خلال أسطح أسطوانية ومكونات السرعة المتعامدة

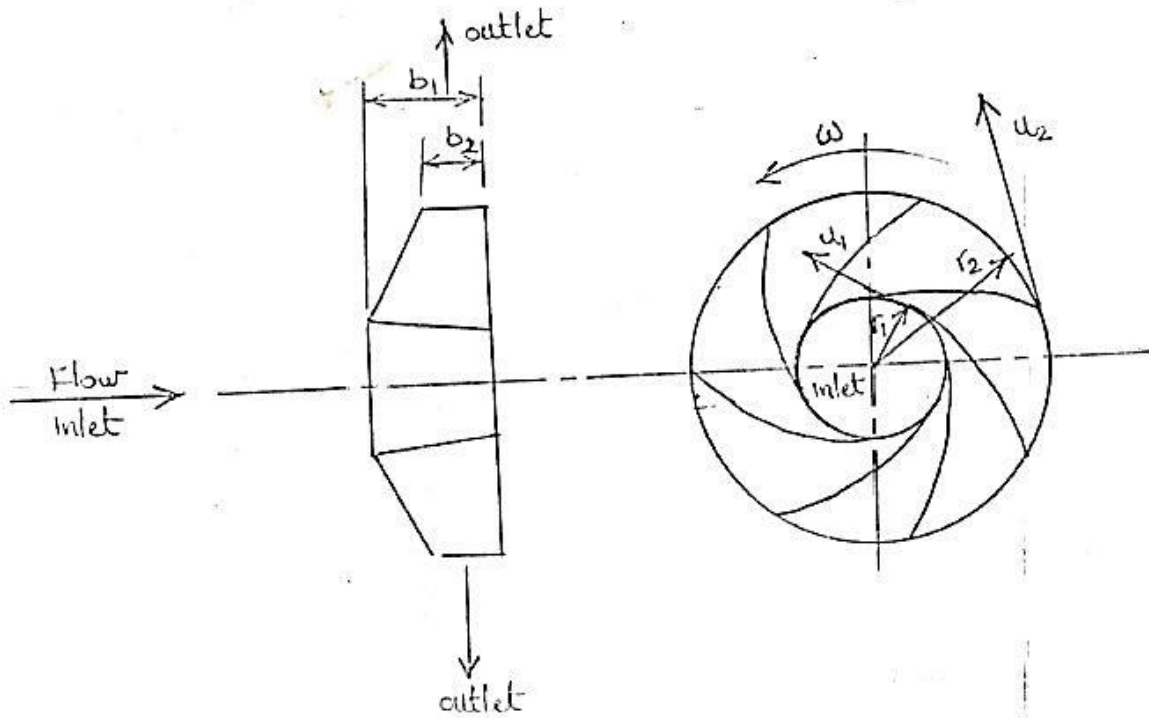
عليهما هما  $v_{f_1}$  و  $v_{f_2}$  ، فإن معادلة استمرار سريان الكتلة  $\dot{m}$  تعطى بـ:

$$\dot{m} = \rho_1 2\pi r_1 b_1 v_{f_1} = \rho_2 2\pi r_2 b_2 v_{f_2} \quad (3.10)$$

حيث  $b_2, b_1$  هما عمق العجلة كما هو واضح في الشكل (3.3) و  $\rho_2, \rho_1$  هما كثافتا المدخل

والمخرج. لسريان لا انضغاطي، تنخفض المعادلة إلى:

$$r_1 b_1 v_{f_1} = r_2 b_2 v_{f_2} \quad (3.11)$$



شكل (3.3) مسقط أمامي وجانبي لعجلة طرد مركزي

بافتراض أن  $\dot{m}$  ،  $w$  ،  $r_1$  ،  $r_2$  هي معلومة المقدار، يتم عادة استخدام الافتراضات التالية لكي يتم

رسم مثلثات السرعة.

i. تكون السرعة المطلقة عند المدخل نصف قطرية، بالتالي:

$$v_1 = v_{f_1} \quad , \quad v_{w_1} = 0$$

أما إذا كانت هنالك مكونة سرعة تدويم عند المدخل  $v_{w_1}$  ، فيتم حساب  $v_{f_1}$  من المعادلة (3.11).

ii. تكون زاوية الريشة عند المدخل  $\beta_1$  بحيث أن الريشة تستقبل السرعة النسبية مماسياً. هذا الافتراض يعرف بحالة عدم حدوث صدمة ويتم تطبيقه لتحديد زاوية مدخل الريشة خلال التصميم لكي يتم تخفيض فقودات المدخل.

هذا يتم تحقيقه عندما يتم تخفيض السريان ثلاثي الأبعاد بافتراض الفرضيات التالية:

1. تكون الريشة رفيعة جداً.

2. يكون عدد الريش كبيراً جداً.

3. لا يكون هنالك تفاوتاً في السرعة في مستوى العجلة.

لمثلث الخرج، يتم افتراض أن المائع يغادر العجلة بسرعة نسبية مماسة لمخرج الريشة، وأن سرعة السريان  $v_{f_2}$  تكون نصف قطرية.

من مثلث سرعة الخرج،

$$\cot \beta_2 = (u_2 - v_{w_2})v_{f_2}$$

وبالتالي:

$$v_{w_2} = u_2 - v_{f_2} \cot \beta_2$$

بتعويض المعادلة عاليه في معادلة أويلر (3.7) وبالأخذ في الاعتبار ،  $v_{w_1} = 0$

$$E = \left(\frac{u_2}{g}\right) (u_2 - v_{f_2} \cos \beta_2) \quad (3.12)$$

### 3.4 خصائص الأداء (Performance Characteristics):

كميات المائع المشتركة في جميع الماكينات الهيدروليكية هي معدل السريان الحجمي (Q) والسمت (H)، بينما الكميات الميكانيكية المرتبطة بالماكينة نفسها هي القدرة (P)، السرعة (N)، قطر العجلة (D) والكفاءة ( $\eta$ ).

قدرة خرج مضخة تدور بسرعة معطاة هي معدل السريان المصرف من خلالها والسمت المولد. عليه فإن المخطط البياني للسمت ضد معدل السريان عند سرعة ثابتة يشكّل خصائص الأداء

الأساسي للمضخة. لكي يتم تحقيق هذا الأداء، يتطلب أن تكون هنالك قدرة دخل تشمل كفاءة نقل الطاقة. عليه من المفيد أيضاً رسم مخطط القدرة (P) والكفاءة ( $\eta$ ) ضد Q.

للماكينات الديناميكية الدوارة، فإن مفهوم الخصائص ينبع دائماً من معادلة أويلر. إذا تم استبدال E بـ H الذي هو انتقال الطاقة لكل وحدة وزن واستبدال  $v_{f_2}$  بـ  $Q/A_2$  حيث  $A_2$  هو مساحة مخرج العجلة فيتم الحصول على:

$$H = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{Q}{A_2} \tan\beta_2 \right)$$

أو

$$H = \frac{u_2^2}{g} - \left( \frac{u_2}{A_2 g} \right) Q \tan\beta_2 \quad (3.13)$$

لسرعة دوران ثابتة ولقطر عجلة معطى بحيث أن  $u_2 = \text{constant}$  و  $A = \text{constant}$  فإن المعادلة (3.13) يمكن كتابتها بالصورة التالية:

$$H = k_1 - k_2 Q \tan\beta_2 \quad (3.14)$$

المعادلة (3.14) عاليه توضح علاقة وظيفية محددة لـ H و H وتوضح خصائص الأداء للماكينة الذي يتم تحديده مختبرياً. وهكذا فإن المضخة كمثال تولد سمناً يعتمد على كمية المائع الذي يتم مناولته. إضافياً، بما أنه لماكينات ذات ملامح تصميم ومقاسات متفاوتة ستتفاوت فيها قيم  $k_1$ ،  $k_2$ ،  $\beta_2$  وأيضاً خصائصها.

### 3.5 الفقدوات (Losses):

بما أن الماكينات ذات تركيب معقد فهناك فقودات عديدة تنشأ نتيجة لتشغيل الماكينة ولمرور المائع خلال الماكينة. هذه الفقدوات يتم تصنيفها إلى قسمين رئيسيين هي فقودات هيدروليكية وفقدوات ميكانيكية.

### 3.5.1 الفقدوات الهيدروليكية (Hydraulic Losses):

#### 3.5.1.1 فقودات العجلة (Impeller Losses):

تشتمل على فقودات الاحتكاك نتيجة للتلامس فيما بين المائع المتحرك والأسطح المصمتة، وفقودات الانفصال أو الصدمة نتيجة لتغير اتجاه سريان المائع.

إذا كان  $h_i$  هو فقد السميت في العجلة و  $Q_i$  هو معدل السريان الحجمي خلال العجلة، بالتالي فإن قدرة العجلة هو:

$$P_i = \rho g h_i Q_i \quad (3.15)$$

#### 3.5.2.1 فقودات التسرب (Leakage Losses):

المائع الذي يمر خلال العجلة  $Q_i$  هو ليس كل المائع المناسب خلال المضخة هذا ببساطة يكون بسبب أن بعض المائع يمر خلال الخلوصات بين العجلة والغلاف. ودائماً ما تتناول العجلة حجماً أكبر من ذلك المصروف بواسطة المضخة إذا كانت  $q$  ترمز إلى معدل سريان المائع المسرب و  $H_i$  هو السميت الإجمالي عبر العجلة، بالتالي فإن فقد القدرة نتيجة التسرب هو:

$$P_L = \rho g H_i q \quad (3.16)$$

#### 3.5.1.3 فقودات الغلاف (Casing Losses):

هو فقد احتكاكي نتيجة لتلامس المائع مع الغلاف قبل وبعد دخوله وخروجه من العجلة. إذا كان السريان خلال الغلاف وبالتالي خلال المضخة هو  $Q$  (الذي هو أقل قيمة من  $Q_i$ )، وفقد السميت في الغلاف هو  $h_c$ ، بالتالي فإن فقد القدرة في الغلاف هو:

$$P_c = \rho g h_c Q \quad (3.17)$$

### 3.5.2 الفقدوات الميكانيكية ( $P_m$ ) (Mechanical Losses):

هي فقودات الطاقة مثل تلك التي في المحامل وموانع التسرب وفقودات الاحتكاك القرصية (فقودات الرياح). فقودات القرص يتم تعريفها بالقدرة المطلوبة لتدوير العجلة بالسرعة

المطلوبة بدون أي شغل مبذول بواسطة العجلة على المائع.

يمكن الآن تطبيق معادلة موازنة الطاقة للماكينة كما يلي:

قدرة دخل العمود = الفقدوات الميكانيكية + الفقدوات الهيدروليكية (العجلة، التسرب، الغلاف) +  
قدرة المائع المستفادة.

$$P_i = P_m + \rho g [h_i Q_i + H_i q + h_c Q + HQ] \quad (3.18)$$

حيث:

$$P_i = \text{قدرة دخل العمود.}$$

$$P_m = \text{الفقدوات الميكانيكية.}$$

$$\rho g h_i Q_i = \text{فقدوات العجلة.}$$

$$\rho g H_i q = \text{فقدوات التسرب.}$$

$$\rho g h_c Q = \text{فقدوات الغلاف.}$$

$$HQ = \text{قدرة المائع المستفادة.}$$

### 3.6 الكفاءات (Efficiencies):

#### 3.6.1 الكفاءة الإجمالية ( $\eta_o$ ):

هي الكفاءة التي دائماً ما يتم رسمها بيانياً كواحدة من خصائص الأداء لمضخة لأنها ترجع إلى

الماكينة ككل وبالتالي فهي هامة.

$$\eta_o = \frac{\text{قدرة خرج الماكينة}}{\text{قدرة الدخل للماكينة}}$$

$$\eta_o = \frac{\text{قدرة خرج المائع}}{\text{قدرة الدخل إلى العمود}} = \frac{\rho g Q H}{P_i} \quad (3.19)$$

### 3.6.2 الكفاءة الميكانيكية ( $\eta_m$ ):

إذا كانت  $P_m$  هي فقودات القدرة الميكانيكية، بالتالي فإن قدرة الدخل إلى العجلة هي  $P_i - P_m$

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} \quad (3.20)$$

### 3.6.3 كفاءة العجلة ( $\eta_i$ ):

هذه تجمع جميع الفقودات في العجلة، بالتالي:

$$\eta_i = \frac{\text{قدرة المائع المتولد بالعجلة}}{\text{القدرة الميكانيكية التي يتم إمدادها إلى العجلة}}$$

$$\eta_i = \frac{\rho g H_i Q_i}{P_i - P_m}$$

لكن من المعادلة (3.20) ،  $P_i - P_m = \eta_m P_i$  ، بالتالي فإن:

$$\eta_i = \frac{\rho g H_i Q_i}{\eta_m P_i} \quad (3.21)$$

### 3.6.4 الكفاءة الحجمية ( $\eta_v$ ):

$$\eta_v = \frac{\text{معدل السريان خلال العجلة}}{\text{معدل السريان خلال الماكينة}}$$
$$= \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q_i - q}{Q_i} \quad (3.22)$$

### 3.6.5 كفاءة الغلاف ( $\eta_c$ ):

$$\eta_c = \frac{\text{قدرة خرج المائع المستفاد}}{\text{قدرة الخرج المولدة بواسطة العجلة - فقد التسرب}}$$
$$= \frac{\rho g Q H}{\rho g H_i Q_i - \rho g H_i q} = \frac{H}{H_i} \quad (3.23)$$

يمكن إثبات أن الكفاءة الإجمالية تكون مساوية لحاصل ضرب الكفاءات العديدة المذكورة عاليه.

$$\eta_o = \eta_m \eta_i \eta_v \eta_c \quad (3.24)$$



### 3.6.6 الكفاءة الهيدروليكية ( $\eta_H$ ):

تعرف بفقدوات العجلة واحتكاك الغلاف التي يرجع إليها كالفقدوات الهيدروليكية.

$$\eta_H = \frac{\text{السمت الفعلي}}{\text{السمت النظري}} = \frac{H}{H_{th}} = \eta_i \eta_c \quad (3.25)$$

بالتالي فإن المعادلة (3.24) تصبح كالآتي:

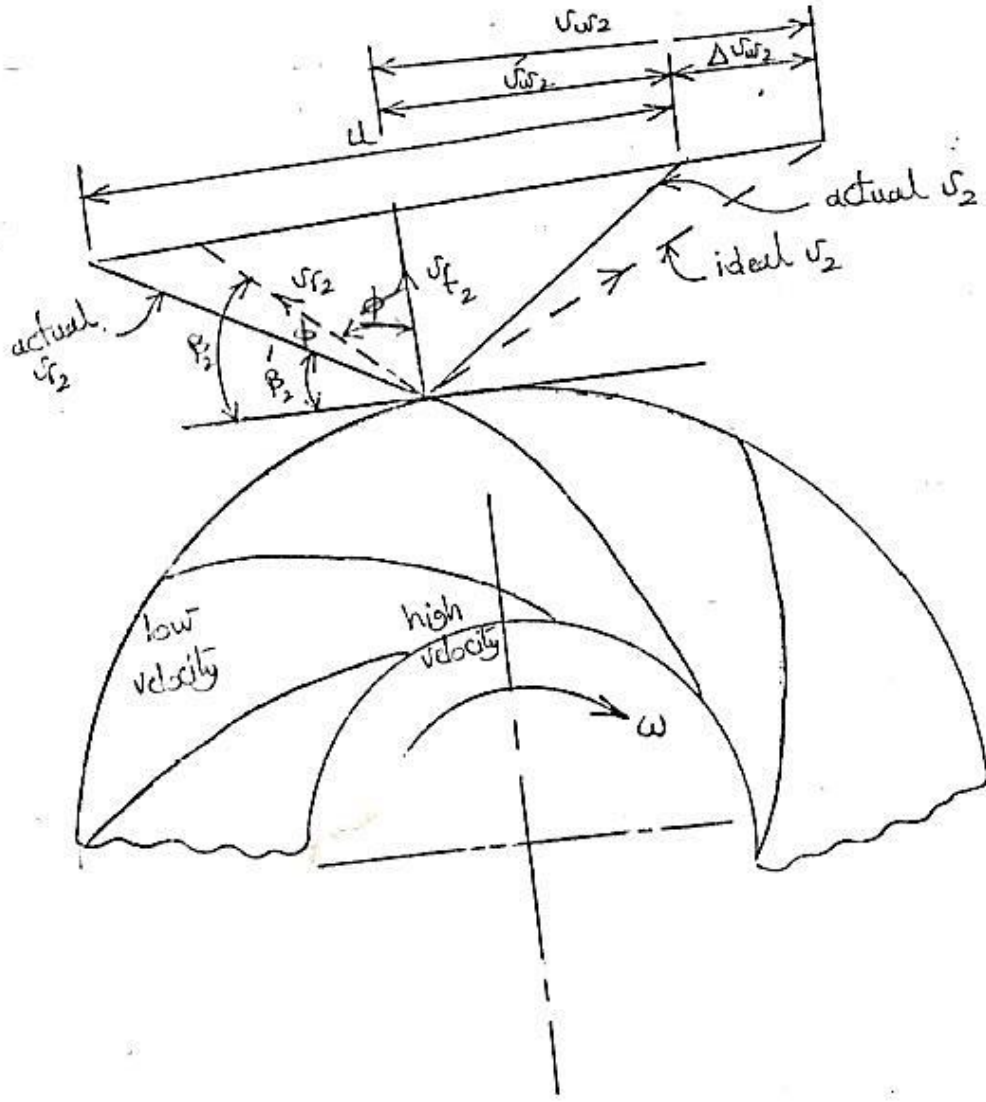
$$\eta_o = \eta_m \eta_H \eta_v \quad (3.26)$$

### 3.7 تأثير الانزلاق على نظرية أويلر (Slip Effect on Euler's Theory):

لقد ذكر في مقطع سابق ان نقل الطاقة الفعلي بواسطة مضخة يكون أصغر من ذلك المتوقع بمعادلة أويلر، ليس هذا فقط نتيجة للفقدوات الاحتكاكية المذكورة عاليه، كن أيضاً بسبب الانزلاق الذي له أثر أكبر على التفاوت عن نظرية أويلر.

في عجلة مضخة الطرد المركزي فإن الريش تؤدي شغلاً على المائع بتسليط قوة دفع عليه. هذا يتم أدائه بالسطح الأعلى أو الأمامي للريشة. يتبع ذلك أن ضغط المائع على هذا الجانب يكون أكبر من ذلك على الجانب الآخر، كما هو واضح في الشكل رقم (3.4) أدناه. بالتالي، فإن السرعة في الجانب الخلفي تكون أكبر. هذا التوزيع الغير منتظم للسرعة مسئولاً عن الاتجاه المتوسط للسريان المغادر للعجلة الذي يساوي  $(\beta_2 - \phi) = \beta'_2$  وليس  $\beta_2$  الذي يفترض أن يكون في حالة السريان المثالي. هذا التأثير يتسبب في خفض مكونة السرعة المماسية من  $v_{w_2}$  إلى  $v'_{w_2}$ ، حيث يكون الانخفاض بمقدار  $\Delta v_w$  ويسمى بالانزلاق، ويتم تعريفه كالآتي:

$$S_F = \frac{v'_{w_2}}{v_{w_2}} \quad (3.27)$$



شكل (3.4) أثر توزيع السرعة على مثلث سرعات الخرج

هذا الانخفاض في قيمة  $v_{w2}$  ينتج عنه انخفاض في سمت أويلر. هذا التأثير لا ينتج عن

الاحتكاك وبالتالي لا يمثل فقداً إنما ينشأ من تحليل السريان المثالي لتوزيع الضغط والسرعة.

عليه إذا كان السميت النظري المقترح بواسطة معادلة أويلر مكافئاً لـ  $H_{th} = \frac{u_2 v_{w2}}{g}$  ، يتبع ذلك أن

صافي السميت النظري  $(H_{th})_n$  الذي يسمح بعامل الانزلاق يكون مساوياً لـ:

$$(H_{th})_n = \frac{u_2 v'_{w2}}{g} = H_{th} S_F \quad (3.28)$$

من الممكن الآن ربط الخصائص النظرية المتحصل عليها من معادلة أويلر بالخصائص الفعلية

باعتبار الفقدوات المختلفة. المعادلات التي تحكم هذه الفقدوات يتم توضيحها أدناه:

### 3.7.1 سمت فقودات الصدمة ( $h_{sh}$ ):

$$h_{sh} = K(Q - QN)^2 \quad (3.29)$$

حيث  $QN$  هي معدل السريان الحجمي المقابل لنقطة الكفاءة القصوى في منحنى الأداء. يتم

افتراض أن فقودات الصدمة تكون مكافئة للعنصر عند  $Q = QN$ .

### 3.7.2 سمت فقودات الاحتكاك ( $h_f$ ):

$$h_f = \bar{k} Q^2 \quad (3.30)$$

حيث  $\bar{k}$  هو مقدار ثابت لماكينة معطاة.

### 3.7.3 الفقودات الميكانيكية:

لا تؤثر الفقودات الميكانيكية على خصائص السمات ضد معدل السريان، لكنها تؤثر فقط على

الدخل وبالتالي الكفاءة الإجمالية.

### 3.8 قوانين التشابه (Similarity Laws):

من المرغوب فيه أحياناً التنبؤ بأداء ماكينة كبيرة الحجم من نموذج بنفس التصميم. يقترح التحليل

البعدي أن قوانين التشابه تحكم أداء ماكينات السريان من نفس النوع.

بالتحليل البعدي يمكن اشتقاق المعادلة التالية:

$$\frac{P}{N^3 D^5 \rho} = \phi \left[ \left( \frac{Q}{ND^3} \right); \left( \frac{gH}{N^2 D^2} \right); \left( \frac{\mu}{ND^2 \rho} \right); \left( \frac{k}{n^2 D^2 \rho} \right); \left( \frac{\epsilon}{D} \right) \right] \quad (3.31)$$

حيث:

$$k_p \text{ هو معامل القدرة } \frac{P}{N^3 D^5 \rho}$$

$$k_Q \text{ هو معامل السريان أو } \frac{Q}{ND^3}$$

$$k_H \text{ هو معامل السمات } \frac{gH}{N^2 D^2}$$

الآن:

$$\frac{\mu}{ND^2\rho} \propto \frac{\mu}{uD\rho} \propto \frac{1}{Re}$$

بما أن  $ND\alpha u$

الذي هو مقلوب رقم رينولدز.

وأيضاً،  $\frac{k}{n^2D^2\rho} \propto \frac{1}{Ma}$  الذي هو معكوس رقم ماخ و  $\frac{\epsilon}{D}$  هي الخشونة النسبية للمرات الداخلية للماكينة.

يمكن كتابة المعادلة (3.31) كالتالي:

$$k_p = \phi \left( k_Q, k_H, Re, Ma, \frac{\epsilon}{D} \right) \quad (3.32)$$

العلاقة الوظيفية بين  $k_Q, k_H, k_p$  يمكن تحديدها مختبرياً وهي تحتوي على مجموعة من خصائص الأداء التي هي بنفس الشكل مثل خصائص H و P ضد Q ، لكنها تمثل جميع عائلة الماكينات المتشابهة هندسياً. i.e. إذا كان رقم ماخ Ma و  $\frac{\epsilon}{D}$  هي نفسها لمضختين، بالتالي:

$$k_{Q_1} = k_{Q_2}, k_{H_1} = k_{H_2}, k_{P_1} = k_{P_2}, \dots$$

أو عموماً، بما أن:

$$k_Q = \text{constant}, \quad Q \propto N D^3 \quad (3.33)$$

$$k_H = \text{constant}, \quad gH \propto N^2 D^2 \quad (3.34)$$

$$k_P = \text{constant}, \quad P \propto \rho N^3 D^5 \quad (3.35)$$

بإعطاء أن Re و Ma و  $\frac{\epsilon}{D}$  هي أيضاً نفسها.

عليه، بقوانين التشابه من الممكن التنبؤ بأداء ماكينة ذات مقياس وسرعة معطيان من خصائص

الأداء المعلوم لماكينة متشابهة هندسياً.

### 3.9 السرعة النوعية (Specific Speed):

باستخدام قوانين التشابه من الممكن مقارنة ماكينات تتبع لعائلات مختلفة برسم خصائصها اللابعدية على نفس المخطط. وستكون المقارنة أكثر أهمية إذا تمت بمعلومية السرعة النوعية للماكينات.

لكي يتم تحقيق قاعدة جيدة للمقارنة، من العادة تحديد خصائص ماكينة تخيلية مطابقة في شكلها مع الماكينة الفعلية لكن يتم تخفيض مقاسها بحيث تصرف وحدة كمية عندما تشتغل ضد وحدة سمت. السرعة لمثل هذه الماكينة تسمى بالسرعة النوعية. يتم اشتقاق تعبير السرعة النوعية ( $N_s$ ) من  $k_H$  و  $k_Q$  بما أنهما المتغيران المهمان للمضخات.

عليه:

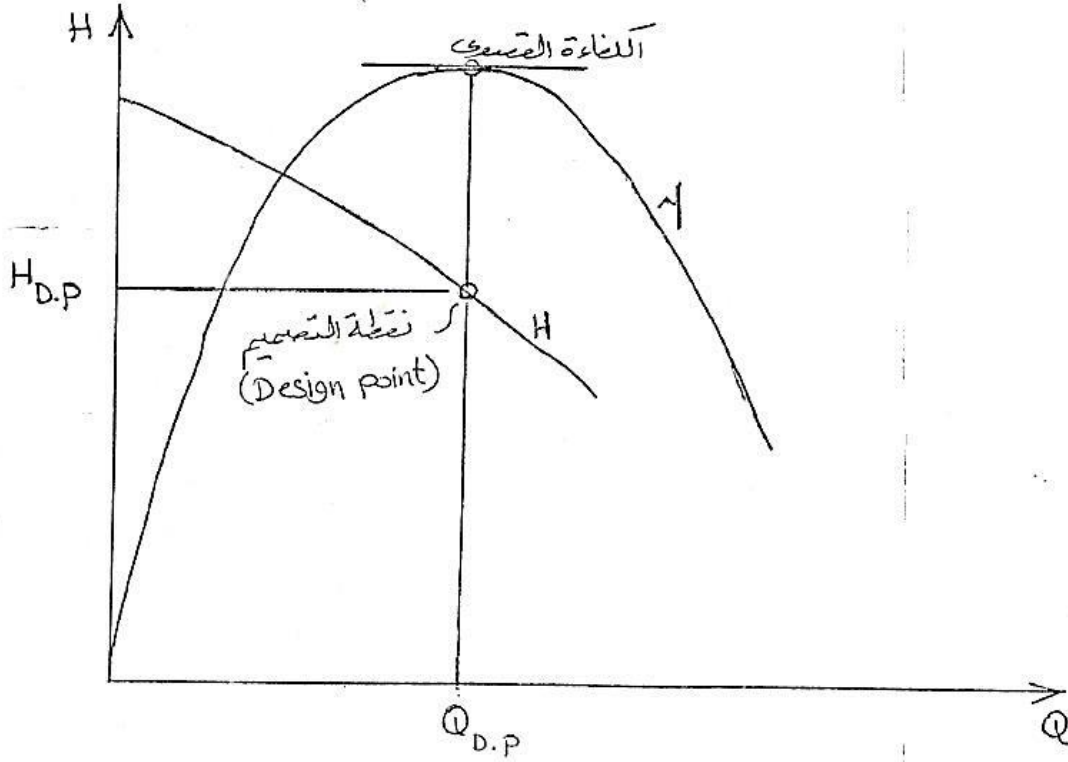
$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{g H}{N^2 D^2} \right)_{\text{actual}} &= \frac{g \times 1}{N_s^2 D_s^2} \\ \left( \frac{Q}{N D^3} \right)_{\text{actual}} &= \frac{1}{N_s D_s^5} \end{aligned} \right\} H_s \text{ and } Q_s = 1 \text{ by definition}$$

بتقادي  $D_s$  من هذه التعبيرات سنتحصل على:

$$N_s = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.36)$$

يمكن حساب السرعة النوعية لأي نقطة على منحنى الخصائص، لكن دائماً ما يتم الرجوع إليها كالسرعة النوعية عند نقطة التصميم للماكينة.

يتم تحديد نقطة التصميم بدلالات معدل السريان والسمت المنتج ويتم ربطها بالكفاءة القصوى للماكينة. السرعة النوعية هي وسيلة جيدة لأغراض التصنيف، المقارنة والتصميم. الشكل رقم (3.5) أدناه يوضح نقطة التصميم على منحنى خصائص أداء مضخة طرد مركزي.



شكل (3.5) نقطة التصميم على منحنى خصائص أداء مضخة طرد مركزي

### 3.10 التكيف في المضخات (Cavitations in Pumps):

عدم انتظام السريان في المضخات يتسبب في التفاوت الواسع في الضغط. على جانب الضغط المنخفض في العجلة يمكن أن تكون هنالك مناطق يهبط فيها الضغط إلى قيم أقل بكثير من الضغط الجوي. على أي حال، في سائل فإن الضغط لا يمكن أن يهبط أسفل ضغط البخار عند درجة الحرارة المعينة. إذا وصلت أي نقطة لضغط البخار فإن المائع يغلي وتتكون فقاعات صغيرة من البخار بأعداد ضخمة. يتم حمل هذه الفقاعات على مجرى السريان وعند الوصول إلى نقطة يكون فيها الضغط بقيمة أكبر تنهار هذه الفقاعات فجائياً عندما يتكثف البخار إلى ماء مرة أخرى وينشأ عن ذلك فجوة حيث يتوزع السائل المحيط لملئها. المائع المتحرك من جميع الاتجاهات يصطدم بمركز الفجوة، معطياً ارتفاعاً عالياً لضغوط موضعية تنتشر من الفجوات بموجات ضغطية. بالرغم من أن هذه الضغوط تعمل لزمان صغير فقط على مساحة صغيرة جداً فإنها تسبب

انهياراً كبيراً في السطح. تفشل مادة العجلة بالكلال مضافاً إليه التآكل حيث يصبح السطح منقراً بصورة سيئة. يكون مصاحباً للسريان التكهفي اهتزاز وضجيج عالي.

بما أن التكهف يبدأ عندما يصل الضغط إلى قيمة منخفضة جداً، من المحتمل أيضاً حدوثه عند نقاط تكون فيها السرعة أو ارتفاع ماسورة السحب عالية المقدار. وخصوصاً عند تلك النقاط التي تجتمع فيها السرعة العالية وارتفاع السحب العالي.

## الفصل الرابع

### دراسة مختبرية (Experimental Study)

#### 4.1 جهاز التجربة (Experimental Equipment or Apparatus):

الجهاز المستخدم شكل رقم (4.1) تم تصنيعه بواسطة شركة بلنت وشركاؤها المحدودة التي هي رائدة في تصنيع الأجهزة العلمية المستخدمة في تدريس الهندسة. تم تصميم أطقم الاختبارات هذه كوحدة مبسطة تسمح بدراسة خصائص مضخات الطرد المركزي.

الوحدة ذات المرحلتين تتكون من مضختين متشابهتين يمكن تشغيلهما إما على التوالي أو التوازي، وبالتالي السماح بدراسة مضخة متعددة المراحل. المضخة ذات المرحلتين هي ذات تصميم مبسط وتتكون من عجلة (impeller) لها ريش مقوسة للأمام تعطي أقصى ضغوط تصريف على حساب فقد معين للكفاءة. تدار العجلة بواسطة محامل كروية وهناك مانع تسرب للعمود يتكون من ياي حلقي كربوني يتم تحميله ضد وجه مستو ساكن.

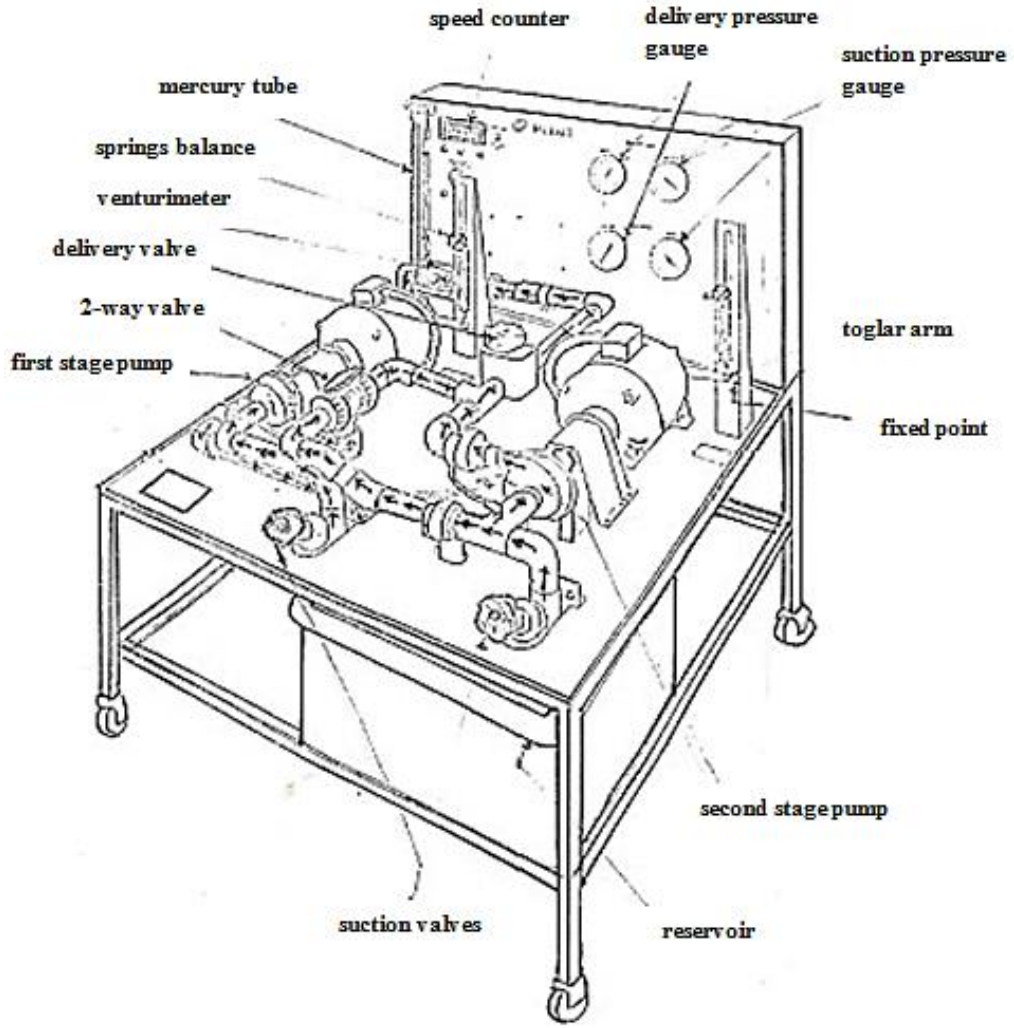
كل مضخة يتم إدارتها بواسطة موتور ديناموميتر DC متغير السرعة يُحمل على محامل محور إرتكاز ويتم تزويده بميزان زنبركي لقياس العزم وعداد لقياس السرعة. يتم أخذ القدرة من التيار الترددي الرئيسي (AC Mains) بواسطة ثيرستور (thyristor controller).

#### 4.2 مواصفات جهاز التجربة (Apparatus Specifications):

يتم حمل وحدتا المضخة على ترولي يحمل مستودع للماء. يتم سحب الماء خلال صمام رداخ (foot valve) ومصفاة (strainer)، ويتم أخذ تصريف المضخة خلال مقياس فنشوري إلى المستودع مرة أخرى.

هنالك صمام على جانب التصريف المشترك وهناك صمام على كل جانب سحب يتم تركيبهما بغرض التحكم في ضغوط السحب والتصريف. يتم بيان الضغوط بواسطة مقاييس محملة باليايات.





شكل (4.1) جهاز التجربة

هنالك صمام باتجاهين يتم تركيبه على جانب التصريف لمضخة المرحلة الأولى الذي يمكن بواسطته توجيه تصريف المضخة إلى مضخة المرحلة الثانية. وبالتالي فإن هذا الصمام يسمح للمضختين أن تكونا إما في ترتيبه التوالي أو التوازي.

كمية السريان يتم قياسها بواسطة مقياس فنشوري من بيرسبكس شفاف (transparent Perspex).

### 4.3 خطوات التجربة (Experimental Procedures):

#### 4.3.1 خطوات معايرة مقياس الفنثوري:

1. يتم فصل ماسورة تصريف الخرج أسفل مقياس الفنثوري (عند مدخلها إلى مستوى الماء)، ويتم إعادة توجيه السريان إلى خزان معايرة (weighing tank).
2. للحفاظ على منسوب الماء في المستودع عند معايرة الفنثوري يتم توصيل خرطوم ماء من صنبور ماء في الشبكة الرئيسية إلى المستودع.
3. يتم تسجيل الزمن المطلوب "t" لتصريف ماء مقداره 50 لتر (e.g. 50.000cm<sup>3</sup> في خزان قياس خطي) ويتم أيضاً قراءة السمات المقابل h في مانوميتر شكل حرف U.
4. يتم تكرار الخطوة (3) عاليه عند أحد عشر موضعاً لتغطية مدى معدل السريان الكامل ويتم توضيحها في ملاحق جدول رقم (أ-1).
5. معدل السريان "Q" يتم حسابه من:

$$Q(L/sec) = \frac{\text{حجم الماء الذي يمثل 50 لتر (V)}}{\text{الزمن المطلوب لتصريف هذا المقدار (t)}}$$

6. يتم رسم منحنى  $\sqrt{h}$  ضد معدل السريان (Q) ومنه يمكن حساب المقدار الثابت C (i.e. ميل المنحنى = C) كما هو واضح في ملاحق الشكل رقم (ب-1).

$$Q = C\sqrt{h}$$

#### 4.3.2 خطوات اختبار المضخات:

- يجب قياس أربعة كميات لتقييم أداء المضخة هي العلو H، معدل السريان Q، قدرة الدخل  $P_i$ ، والسرعة N.

الخطوات التي يجب اتباعها لأخذ نقطة اختبار مفردة لمضخة. تكون كالاتي:

1. يجب تشغيل المضخة لثوان قليلة قبل أخذ أي قراءات وذلك لضمان حالات مستقرة، وهذا يجب إتباعه كل مرة عند أخذ قراءة مفردة.
2. يتم تسجيل ضغوط السحب والتصريف.
3. يتم قراءة العزم على الموتور بعد ضبط مستوى الميزان الزنبركي (i.e. عند تطابق نقطة ذراع العزم مع المؤشر الثابت).
4. يتم تسجيل سرعة المضخة كما مبين بالعداد الإلكتروني.
5. يتم قراءة مانوميتر مقياس الفنشوري.

#### 4.3.2.1 قائمة الاختبارات التي يمكن إجراؤها:

مستخدماً الخطوات الموصوفة يمكن إجراء اختبارات الأداء التالية:

A. أداء المضخة الأولى عند السرعة القصوى 3000rev/min وعند سرعة متوسطة مقدارها 2000rev/min .

B. أداء المضختان على التوالي وعلى التوازي عند السرعة القصوى 3000rev/min .

C. الخصائص اللابعدية للمضخة المفردة الأولى. في هذا الاختبار يجب أن يحافظ على ضغط السحب ثابتاً في المقدار ويتم أخذ القراءات عند ضغوط تصريف مختلفة عند نفس السرعة. يتم إجراء الاختبار عند مدى واسع من السرعات، بالتالي يمكن الحصول على عائلة من منحنيات الأداء (characteristic curves).

D. تأثير ضغط السحب المتغير على أداء المضخة. هذا الاختبار يتم إجراؤه على مضخة المرحلة الأولى المفردة عند السرعة القصوى. في بداية الاختبار يكون صمام السحب مفتوحاً تماماً بعدها يتم خفض السحب تدريجياً بخلق صمام السحب بينما يتم ضبط التصريف بحيث أن مجموع ضغط السحب وضغط التصريف يبقى ثابت المقدار.

#### 4.4 نماذج العمليات الحسابية:

##### 4.4.1 اختبار الأداء (A):

يتم توضيح القراءات المأخوذة من الجهاز فيما يلي:

1. عند سرعة متوسطة مقدارها 2000rev/min:

$$h = 37mmHg, F = 2.9N, p_2 = p_d = 0.14bar, p_1 = p_s = 0.14bar$$

حيث  $p_1$  = ضغط السحب،  $p_2$  = ضغط التصريف،  $h$  = عمود الضغط التفاضلي بالـ mm زئبق.

يتم حساب معدل السريان الحجمي بالمعادلة:

$$Q = C\sqrt{h}$$

$$= 0.2\sqrt{37} = 1.22liter/sec$$

وحساب قدرة الدخل ( $w_1$ ) بالمعادلة:

$$w_1 = \frac{F \times N}{K} \text{ قدرة الدخل}$$

حيث:

$$F = \text{القوة على الميزان الزنبركي}$$

$$N = \text{سرعة الدوران بالـ (rev/min)}$$

$$K = \text{ثابت الديناموميتر} = 53.35$$

بالتالي قدرة الدخل،

$$w_1 = \frac{2.9 \times 2000}{53.35} = 109w \text{ قدرة الدخل}$$

ويتم حساب القدرة الهيدروليكية ( $w_2$ ) بالمعادلة:

$$w_2 = Q \times p \text{ القدرة الهيدروليكية}$$

$$p = \text{الضغط الكلي} = \text{ضغط السحب} + \text{ضغط التصريف} = P_d + P_s$$

$$\therefore w_2 = 1.22 \times 10^{-3} \times 28 \times 10^3 = 34w$$

والكفاءة الإجمالية،

$$\eta_{overall} = \frac{\text{قدرة الخرج}}{\text{قدرة الدخل}} = \frac{34}{109} = 31\%$$

2. عند سرعة قصوى مقدارها 3000rev/min:

$$h = 77\text{mmHg}, p_2 = p_d = 0.36\text{bar}, p_1 = p_s = 0.24\text{bar}, Q = 0.2\sqrt{77} \\ = 1.75\text{liter/s}, F = 6.2\text{N}$$

وبالتالي قدرة الدخل  $(w_1)$ ،

$$Q = C\sqrt{h} = 0.2\sqrt{77} = 1.755\text{liter/sec}$$

$$\text{قدرة الدخل } w_1 = \frac{6.2 \times 3000}{53.35} = 349\text{w}$$

$$\text{القدرة الهيدروليكية } w_2 = 1.75 \times 10^{-3} \times 60 \times 10^3 = 105\text{w}$$

والكفاءة الإجمالية  $(\eta_{overall})$ ،

$$\eta_{overall} = \frac{105}{349} = 30\%$$

#### 4.4.2 اختبار الأداء (B):

1. في حالة التوازي:

$$Q = 0.2\sqrt{225} = 3\text{l/s}, N = 3000\text{rev/min}, H = 225\text{mm Hg}$$

i. المضخة الأولى:

$$F = 502\text{N}, p_d = 0.84\text{bar}, p_s = 0.17\text{bar}$$

بالتالي قدرة الدخل  $(w_1)$ ،

$$\text{قدرة الدخل } w_1 = \frac{F \times N}{K} = \frac{5.2 \times 3000}{53.35} = 292.4\text{w}$$

والضغط الكلي (P)،

$$P = P_s + P_d = (0.17 + 0.84)10^2 = 101\text{kN/m}^2$$

ii. المضخة الثانية:

$$F = 505N, P_d = 0.82bar, P_s = 0.18bar$$

بالتالي قدرة الدخل ( $w_1$ ),

$$w_1 = \frac{F \times N}{K} = \frac{5.5 \times 3000}{53.35} = 309.3w$$

الضغط الكلي (P),

$$P = (0.18 + 0.82) \times 10^2 = 100kN/m^2$$

بالتالي متوسط الضغط الكلي،

$$\text{متوسط الضغط الكلي} = \frac{100 + 101}{2} = 100.5KN/m^2$$

وقدرة الدخل الكلية،

$$\text{قدرة الدخل الكلية} = 292.4 + 309.3 = 601.7w$$

بالتالي يمكن حساب القدرة الهيدروليكية بالمعادلة،

$$w_2 = P_{mt} Q$$

حيث،

$$P_{mt} = \text{متوسط الضغط الكلي}$$

عليه،

$$w_2 = 100.5 \times 3 = 301.5w$$

والكفاءة الإجمالية،

$$\eta_{overall} = \frac{301.5}{601.7} = 50.1\%$$

2. في حالة التوالي:

$$Q = 0.2\sqrt{130} = 2.28l/s, N = 3000rev/min, h = 130mm Hg$$

i. لمضخة المرحلة الأولى:

$$F = 6.7N, \quad p_s = 0.29bar$$

بالتالي، قدرة الدخل ( $w_1$ )،

$$w_1 = \frac{6.7 \times 3000}{53.35} = 376.76w$$

ii. لمضخة المرحلة الثانية:

$$F = 7.1N, \quad P_d = 0.5bar$$

بالتالي قدرة الدخل ( $w_1$ )،

$$w_1 = \frac{7.1 \times 3000}{53.35} = 399.25w$$

الضغط الكلي (P)،

$$P_t = P_s + P_d = (0.29 + 0.5) \times 10^2 = 79kN/m^2$$

$$\text{قدرة الدخل الكلي} = 376.76 + 399.25 = 776w$$

$$\text{القدرة الهيدروليكية} = P_t \times Q = 79 \times 2.28 = 180.12w$$

$$\text{الكفاءة الإجمالية} = \frac{180.12}{776} = 23.2\%$$

#### 4.4.3 اختبار الأداء (C):

يتم أخذ قراءات لسرعات متباينة تتراوح فيما بين  $1470 \text{ rev/min}$  إلى  $3000 \text{ rev/min}$

فمثلاً القراءات المأخوذة عند سرعة مقدارها  $2800 \text{ rev/min}$  :

$$\text{السرعة بالـ } rad/s = \frac{2800 \times 2\pi}{60} = 293rad/s$$

$$h = 83 \text{ mmHg}, P_d = 0.33 \text{ bar}, P_s = 0.23 \text{ bar (constant)}, F = 5.5 \text{ N}$$

$$56N/m^2 = (0.23 + 0.33) \times 10^2 = P_s + P_d = \text{الضغط الكلي}$$

$$289w = \frac{2800 \times 5.5}{53.35} = \text{قدرة الدخل} ، Q = 0.2\sqrt{83} = 1.82l/s$$

ويتم حساب بعض الخصائص اللابعديّة فيما يلي:

معامل السريان:

$$6.14 \times 10^{-3} = \frac{1.82 \times 10^{-3}}{293 \times (0.1004)^3} = \frac{Q}{ND^3} = K_Q$$

حيث  $Q$  = معدل السريان الحجمي بالـ  $(m^3/s)$

$N$  = السرعة بالـ  $(rad/s)$

$D$  = قطر العجلة بالـ  $(m)$

رقم رينولدز:

$$29.5 \times 10^5 = \frac{10^3 \times 293 \times (0.1004)^2}{1002 \times 10^{-6}} = \frac{\rho ND^2}{\mu} = (Re)$$

حيث  $\rho$  = كثافة الماء بالـ  $(kg/m^3)$

$$1002 \times 10^{-6} kg/ms = \mu$$

يتم أخذها من جدول خواص الماء عند درجة حرارة مقدارها  $20^\circ C$ .

معامل السمّت:

$$64.7 \times 10^{-3} = \frac{0.56 \times 10^5}{10^3 \times 293^2 \times 0.1004^2} = \frac{(P_1 + P_2)}{\rho N^2 D^2} = \frac{P}{\rho N^2 D^2} = \frac{gH}{N^2 D^2} = (k_H)$$

حيث  $P$  = الضغط الكلي

$H$  = سمّت الضغط بالـ  $(m)$

معامل القدرة:

$$1.12 \times 10^{-3} = \frac{289}{10^3 \times 293^3 \times (0.1004)^5} = \frac{w_1}{\rho N^3 D^5} = (k_P)$$



#### 4.4.4 اختبار الأداء (D):

يتم أخذ القراءات عند سرعة قصوى ثابتة مقدارها 3000rev/min وفرق ضغط ثابت مقداره

012bar

$$0.12bar = (P_d - P_s) \text{ ، فرق الضغط } , P_d = 0.36bar , P_s = 0.24bar$$

$$Q = 0.2\sqrt{77} = 1.755l/s , h = 77mm Hg , F = 6.2N , P_s + P_d = 60kN/m^2$$

بالتالي، قدرة الدخل ( $w_1$ )،

$$w_1 = \frac{6.2 \times 3000}{53.35} = 348.6w$$

والقدرة الهيدروليكية ،

$$\text{القدرة الهيدروليكية} = (P_s + P_d) \times Q = 60 \times 1.755 = 105.3w$$

والكفاءة الإجمالية ،

$$\text{الكفاءة الإجمالية} = \eta_{overall} = \frac{105.3}{348.6} = 30.2\%$$

#### 4.5 النتائج المخبرية والمناقشة (Experimental Results and Discussion)

##### 4.5.1 اختبار معايرة الفنشوري:

يتم إجراء الاختبار باستخدام مضخة المرحلة الأولى المفردة فقط بينما جهاز الفنشوري مصمم

حقيقة للعمل مع معدل سريان ثنائي المرحلة بالتالي فإن النتيجة (e.g. ثابت الفنشوري = ميل

المنحنى = 0.243). شكل رقم (ب-1) لا يمكن مقارنتها مع نتيجة الجهة المصنعة التي تكون

مكافئة لـ 0.20 هذا ببساطة لأن الجهة المصنعة أجرت اختبارها على المرحتين معاً.

لم يتم إجراء الاختبار المناسب لمعايرة الفنشوري نتيجة للصعوبات التي تنشأ عند إجراء الاختبار

والتي يمكن تلخيصها في الآتي:

1. الخزان الوحيد المتاح بسعة 50 لتراً والمستخدم كخزان قياس وجد أن سعته صغيرة جداً ولا تتناسب مع معدل السريان العالي نسبياً لمرحلتي المضخة. أيضاً القياس الخطي على الخزان ليس بالدقة الكافية.

2. بما أن الجهاز وشبكة مواسيره محصورة في مساحة ضيقة، فإن نقطة إعادة توجيه السريان إلى الخزان لا يمكن عملها أسفل الفنشوري أو حتى على نقطة قريبة بقدر الإمكان كما تنصح الجهة المصنعة.

3. يتم إجراء إعادة توجيه السريان باستخدام مواسير كبيرة الحجم ومفتوحة الطرفين يتم تركيبها عند الطرف البعيد لماسورة التصريف. هذه الترتيبية ينجم عنها تسريب عالي للماء وبالتالي نتائج خاطئة.

4. هنالك مشكلة أخرى تنشأ من حقيقة أن معدل سريان الماء في صنوبر إمداد الماء من الشبكة الرئيسية المتاحة في المختبر غير كاف لإعادة ملء مستودع الجهاز وذلك للحفاظ على ثبات منسوب الماء للسريان المستمر.

تستخدم الجهة المصنعة جهاز الماستر (master device) e.g. مقياس سريان (Rotameter) لمعايرة الفنشوري. في هذه الحالة فإنه يتم توصيل الماستر على التوالي مع الفنشوري وتسجيل معدل السريان كما مبين بواسطة الماستر. مثل هذا الجهاز سيعطي بوضوح نتائج جيدة. بما أن التجربة لا يتوفر فيها جهاز ماستر فإن الطريقة السابقة يمكن استخدامها لإعطاء نتائج مقبولة إذا تمت معالجة الصعوبات المذكورة عاليه.

#### 4.5.2 اختبار الأداء (A):

بما أن المضختان متطابقتان في البنية، فإن اختبار الأداء (A) سيكون الرئيسي في الدراسة. يتم إجراء هذا الاختبار على مضخة المرحلة الأولى المفردة عند السرعة القصوى 3000rev/min وعند سرعة متوسطة مقدارها 2000rev/min.

الجداول والمخططات التي يتم الحصول عليها (ملحق جدول (أ-2)، وشكل (ب-2)) تكون مشابهة لنتائج الجهة المصنعة. الخطوط الرأسية المنظمة خلال نقطة الكفاءة القصوى هي التي تعطي حالة التشغيل الأفضل للمضخة.

من المخطط عند السرعة القصوى، تعطي نقطة التشغيل الأفضل الخصائص التالية:

$$\text{الكفاءة القصوى} = 47\%$$

$$\text{سمت التشغيل الكلي} = 105 \text{ kN/m}^2 \approx 10.7 \text{ m}$$

$$\text{معدل السريان} = 1.2 \text{ L/sec}$$

$$\text{استهلاك القدرة} = 270 \text{ w}$$

عندما يتم تخفيض السرعة إلى 2000rev/min. فإن السريان والعلو سينخفضان تقريباً إلى نصف القيم عاليه، بينما ستخفض القدرة المستهلكة بصورة كبيرة وتزيد الكفاءة.

#### 4.5.3 اختبار الأداء (B):

يتبع هذا الاختبار الحقيقة التي تقول أن ترتيبية التوازي تُعطي معدّل سريان عالي عند علو منخفض نسبياً مساوٍ تقريباً للعلو الذي يتم انجازه بمضخة مفردة بينما ترتيبية التوالي تُعطي العلو الأعلى على حساب معدّل السريان. تنشأ من هذه الخصائص أنّ كل ترتيبيه يمكن استخدامها بكفاءة من وجهة نظر التطبيق. (ملحق جدول (أ-3)، وشكل (ب-3)).

#### 4.5.4 اختبار الأداء (C):

أما اختبار الخصائص اللابعدية (C) فيتم إجراؤه على مضخة المرحلة الأولى المفردة بالتخفيض التدريجي للسرعة وبتثبيت ضغط السحب عند قيمة ثابتة وذلك لأن له أثر عميق في الأداء. تُوضّح النتائج المختبرية (ملحق جدول (أ-4)، وشكل (ب-4)) أنه كلما انخفضت السرعة ينخفض معامل السريان  $k_p$  ومعامل القدرة  $k_p$  بينما يزداد معامل العلو  $k_H$  بالتالي فإن النتائج والمنحنيات تتبع التحليل النظري.

#### 4.5.5 اختبار الأداء (D):

يوضح هذا الاختبار أنه كلما زاد ضغط السحب بالغلق التدريجي لصمام السحب ينخفض تبعاً لذلك معدّل السريان.

يتضح من هذا الاختبار (ملحق جدول (أ-5) وشكل (ب-5)) أن الزيادة الصغيرة تتسبب في انخفاض كبير للسريان ويتبع ذلك زيادة في الكفاءة الهيدروليكية وعند هذا المدى الصغير يلاحظ تكوّن فقاعات من الهواء عند جدران الفنشوري الشفاف. أما الزيادة الإضافية في ضغط السحب فينتج عنها حالة لا سريان وهذا يرجع لتكوّن فراغ جزئي في عين العجلة.

## الفصل الخامس

### تعقيبات على الجهاز (Comments on the Equipment)

#### 5.1 توافق الجهاز مع الشروط القياسية:

نظرة أخرى للجهاز توضح أنه يتوافق بصورة كبيرة مع الشفرات الدولية الموضحة في الفصل الثاني. حيث يتم تزويد الجهاز بأجهزة معيارية لقياس الكميات الأربعة المطلوبة. أيضاً وجد بالفحص أن:

1. صنابير الضغط تبعد حوالي 8cm من فلنشات المضخة.

2. هنالك ماسورة مستقيمة طولها حوالي 50cm قبل الفنشوري وأخرى طولها 20cm بعد الفنشوري.

تتوافق الأرقام المذكورة عاليه مع شفرات الاختبار بما أن قطر الماسورة الداخلي يساوي 3.3cm. نلاحظ أن المضخات لا تحتاج لتنفيس بالرغم من أنها في بعض الأحيان تترك عاطلة عن العمل لفترات طويلة. ويرجع ذلك لصغر حجم الجهاز وإحكام وصلاته وقصر ماسورة السحب ووجود صمام رداخ.

#### 5.2 معوقات إجراء الاختبارات:

الصعوبات التي تنجم عن عمل الاختبارات يمكن تلخيصها في الآتي:

1. كما ذكر سابقاً فإن تجربة معايرة الفنشوري لا يمكن أداؤها بخزان القياس المتاح ذو السعة 50 لتر. يمكن تخطي هذه المعضلة بتوفير خزان ذو سعة معقولة.

2. هنالك صعوبة كبيرة في أخذ قراءات مضبوطة من الوحدة المحملة باليائي ولهذا يجب أخذ أكثر من قراءة عند كل عملية ضبط جديدة.

3. صمامات الشبكة لينة جداً، عليه يُرجى توخي الحذر في تشغيلها عند فتح أو غلق الصمامات بالكامل.

4. قبضة الصمام ذو الاتجاهين مكسورة وبالتالي يمكن أن يكون الصمام غير مضبوط جزئياً وعليه فإن ضبط التوالي أو التوازي لا يتم انجازه بصورة جيّدة.

## الفصل السادس

### الخاتمة (Conclusion)

النقاط المذكورة أدناه يمكن اعتبارها كخاتمة:

1. النتائج التي يتم الحصول عليها لجميع الاختبارات هي مقنعة جداً وتكون تقريباً مطابقة للتي يتم إمدادها بواسطة الشركة المنتجة.

2. اختبار معايرة المنشوري المناسب لم يتم تنفيذه نتيجة للصعوبات التي تنشأ من تنفيذه بالتسهيلات المتاحة في المختبر. بالتالي فإن حساب جميع معدلات السريان لاختبارات الأداء يتم تنفيذها باستخدام قيمة ثابتة للمنشوري معطاة بواسطة الشركة المنتجة ك 0.02.

3. تُصَرَّف المضخة  $1.2 \text{ l/s}$  بعلو تشغيل مقداره  $10.7 \text{ m}$  عند كفاءة قصوى مقدارها 47% عندما تشتغل بالسرعة القصوى. تعتبر هذه الكفاءة منخفضة عندما يتم مقارنتها بالقيم المقبولة للوحدات الصناعية (حوالي 75%) وسبب ذلك هو الحجم الصغير للماكينة الذي ينجم عنه فقودات محامل (bearing losses) ، حشوة (gland) وقشرة (skin).

4. ترتيبه التوازي تعطي علو منخفض ثابت أكبر قليلاً من المضخة المفردة ، لكنها تعطي مدى واسع لمعدلات السريان. بينما ترتيبه التوالي تعطي علواً عالياً على حساب معدلات السريان.

5. بما أن جهاز المضخة ذو سرعة متغيرة فيمكنه أن يعطي المميزات التالية:

i. ينخفض استهلاك القدرة.

ii. تتخفف الضغوط التفاضلية للتشغيل.

iii. يقلل من المضخات المطلوبة.

iv. يسهل عملية التركيب.

6. عموماً فإن الماكينة سهلة التشغيل وذات كفاءة عالية بحيث يمكن الاعتماد عليها.

## الكتب والمراجع

### الكتب والمراجع العربية:

1. أسامة محمد المرضى سليمان ، " مذكرة آلات هيدروليكية (1) أو ميكانيكا الموائع (A3) " ،  
جامعة وادي النيل ، كلية الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية ، (1995م) .
2. فتح الرحمن احمد الماحي ، " مذكرة آلات هيدروليكية (2) " ، جامعة وادي النيل ، كلية  
الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية ، ( 1997 م ) .
3. اسامة محمد المرضى سليمان،" مذكرة آلات هيدروليكية (2) أو ميكانيكا الموائع (B3) "،  
جامعة وادي النيل ، كلية الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية، ( 1995 م ) .
4. محمد هاشم صديق ، " ميكانيكا الموائع " ، الاصدار الكتابية ، (2016م) .
5. المهندس محمد خليل مدور ، " دليل المهندس في مشاريع مياه الشرب"، (2014م).
6. أسامة محمد المرضي سليمان ، " تكنولوجيا المضخات " ، (2016م).
7. عماد توما بني كرش ، " تصميم مضخة الطرد المركزي " ، (2014م).
8. محمد عصام محمد عبد الماجد ، " ميكانيكا الموائع " ، (2015م).
9. عبد الرحمن على العذبة ، " ميكانيكا الموائع التطبيقية " ، (2010م).
10. المهندس عز الدين مجيد خسرو ، " المضخات وانواعها " ، (2016م).
11. الاشتراطات الخاصة بمعدات الاطفاء والانذار – الجزء الثاني ، يناير (2016م).
12. عصام محمد عبد الماجد، صابر محمد صالح ابراهيم، " الموائع "، الدار السودانية للكتب،  
الخرطوم ، السودان، (2001م).
13. بشير عبد السلام ، " ميكانيكا الموائع " ، بيروت ، (1988م).
14. محمد بشير المنجد ، " الهيدروليك (1) " جامعة دمشق 1980 م .



1. Bernard Massey, " Mechanics of Fluid ", Eighth edition, Taylor and Francis Publisher, (2006).
2. S.L. Dixon , " Fluid Mechanics , Thermodynamics of Turbo machinery " 5<sup>th</sup> edition , ( 2004 ) .
3. Zoeb Husain , Zulkifly Abdullah , Zainal Alimuddin , " Basic Fluid Mechanics and Hydraulic Machines " , BS Publications , Hyderabad , India , (2008 ) .
4. Jyh- Cherng Shieh, Department of Bio – Industrial Mechatronics Engineering , National Taiwan University , " Fundamentals of Fluid Mechanics , chapter (12) Pumps and Turbines " , ( 2014 ) .
5. Colin Caprani, " Fluid Mechanics, 2<sup>nd</sup> year, Civil and Structural Engineering", (2007).
6. Csaba Hos, " Fluid Machinery lecture notes " , may (2014).
7. Frank M. White , University of Rhode Island , " Fluid Mechanics " , Seventh edition , McGraw Hill Publishers , ( 2009 ) .
8. Bruce Hunt , Department of Civil Engineering , University of Canterbury , Christchurch , New Zealand , " Fluid Mechanics for Civil Engineers " , (1995).
9. Osama Mohammed Elmardi Suleiman, "Fluid Mechanics Examples and Answers", (2016).
10. Jack B. Evett, cheng Liu, "2500 Solved problems in fluid Mechanics and Hydraulics", McGraw Hill Publishers, New York, (1989).
11. Goswami D. Y. and et. al., "Energy Conversion", CRC Press LLC, (1999).

12. Osama Mohammed Elmardi, "Further Experimental Research Work on Water Current Turbines", Lambert Academic Publishing, (2015).
13. Rama S. R. Gorla, Aijaz A. Khan, "Turbo machinery – Design and theory", Marcel Dekker, (2003).
14. John F. Douglas and et. al, "Fluid Mechanics" Fifth Edition, Ashford Color Press Ltd, Gosport, (2005).
15. Andrew Sleigh, "An Introduction to Fluid Mechanics", May 2001.
16. M. Bahrami, "Introduction and Properties of Fluids", Simon Fraser University, (2009).
17. Fred Stern, "Fluid Mechanics", (2013).
18. John F. Douglas, R. D. Mathews, "Solving Problems in Fluid Mechanics – Volume (2)", Prentice Hall Publisher, (1996).
19. T. Al-Shemmeri, "Engineering Fluid Mechanics", Al-Shemmeri and Ventus Publishing, (2012).

## نبذة عن المؤلف:



أسامة محمد المرضي سليمان وُلِدَ بمدينة عطبرة بالسودان في العام 1966م. حاز على دبلوم هندسة ميكانيكية من كلية الهندسة الميكانيكية - عطبرة في العام 1990م. تحصّل أيضاً على درجة البكالوريوس في الهندسة الميكانيكية من جامعة السودان للعلوم والتكنولوجيا - الخرطوم في العام 1998م ، كما حاز على درجة الماجستير في تخصص ميكانيكا المواد من جامعة وادي النيل - عطبرة في العام 2003م ودرجة الدكتوراه من جامعة وادي النيل في العام 2017م. قام بالتدريس في العديد من الجامعات داخل السودان، بالإضافة لتأليفه عشرين كتاب باللغة العربية ولعشرة كتب باللغة الإنجليزية بالإضافة لخمسين ورقة علمية منشورة في دور نشر ومجلات عالمية إلى جانب إشرافه على أكثر من مائتي بحث تخرج لكل من طلاب الماجستير، الدبلوم العالي، البكالوريوس، والدبلوم العام. يشغل الآن وظيفة أستاذ مساعد بقسم الميكانيكا بكلية الهندسة والتقنية - جامعة وادي النيل. بالإضافة لعمله كاستشاري لبعض الورش الهندسية بالمنطقة الصناعية عطبرة. هذا بجانب عمله كمدير فني لمجموعة ورش الكمالي الهندسية لخرطة أعمدة المرافق واسطوانات السيارات والخرطة العامة وكبس خراطيش الهيدروليك.

## ملحقات

### ملحق (أ) جداول

#### جدول رقم (أ-1) معايرة مقياس الفنشوري

السرعة (rev/min)	حجم السريان المصرف (لتر)	الزمن (ثانية)	علو التصريف $h$ mmHg	$\sqrt{h}$	معدل السريان الحقيقي (L/s)
3000	50	23.4	95	9.75	2.137
2875	50	26.4	85	9.22	1.894
2700	50	28.2	77	8.78	1.773
2560	50	30.0	71	8.43	1.667
2407	50	32.4	64	8.00	1.543
2200	50	36.6	56	7.48	1.366
2000	50	39.0	48	6.93	1.282
1850	50	40.8	43	6.56	1.225
1770	50	43.8	41	6.40	1.142
1600	50	46.8	36	6.00	1.068
1400	50	57.0	31	5.57	0.088

جدول (أ-2) اختبار الأداء (A)

ضغط السحب $P_1$ bar	ضغط التصريف $P_2$ bar	الضغط الكلي $\frac{KN}{m^2}$	الحمل $F$ $N$	السرعة $rev/min$	$h$ $mmHg$	$Q$ $L/s$	قدرة الدخل $W_1$ watt	القدرة الهيدروليكية $W_2$ watt	الكفاءة الإجمالية %
0.14	0.14	28	2.9	2000	37	1.22	109	34	31
0.16	0.16	32	2.8	2000	32	1.13	105	36	34
0.18	0.18	36	2.7	2000	28	1.06	101	38	38
0.20	0.20	40	2.6	2000	24	0.98	98	39	40
0.24	0.24	48	2.1	2000	16	0.80	79	38	49
0.26	0.26	52	1.9	2000	10	0.63	71	33	46
0.24	0.36	60	6.2	3000	77	1.75	349	105	30
0.26	0.38	64	6.1	3000	74	1.72	343	110	32
0.28	0.40	68	6.0	3000	73	1.71	337	116	35
0.32	0.44	79	5.9	3000	67	1.64	332	125	38
0.36	0.48	84	5.6	3000	59	1.54	315	129	41
0.40	0.52	92	5.4	3000	52	1.44	304	132	44
0.46	0.58	104	4.9	3000	38	1.233	276	128	47
0.50	0.62	112	4.4	3000	27	1.04	247	117	48

جدول (أ-3) اختبار الأداء (B)

First Stage						Second Stage					Venturi Flow							
قدرة الدخل $w_1$ watt	السرعة $rev$ /min	الحمل $F$ N	ضغط السحب $P_s$	ضغط التصريف $P_d$	الضغط الكلي $P_d + P_s$ KN /m <sup>2</sup>	السرعة $rev$ /min	الحمل $F$ N	ضغط السحب bar	ضغط التصريف bar	الضغط الكلي $P_d + P_s$ KN /m <sup>2</sup>	قدرة الدخل $w_1$ watt	$h$ mmHg	$Q$ L/s	$Q$ L/h	الضغط الإجمالي KN/m <sup>2</sup>	قدرة الدخل الإجمالي $w_1$ watt	القدرة الهيدروليكية $w_2$ watt	الكفاءة %
292.4	3000	5.2	0.17	0.84	101	3000	5.5	0.18	0.82	100	309	225	3.0	10800	1005	601.69	301.5	50.1
269.9	3000	4.8	0.15	0.935	108.5	3000	5.3	0.16	0.95	111	298	190	2.76	9936	109.75	567.94	302.91	53.3
253	3000	4.5	0.13	1.03	116	3000	4.9	0.14	1.06	120	275	147	2.43	8730	1181	528.58	286.15	54.1
230	3000	4.1	0.11	1.13	124	3000	4.75	0.11	1.18	129	267	110	2.09	7551	126.5	497.65	265.4	53.3
185.6	3000	3.3	0.09	1.21	130	3000	4.0	0.1	1.205	130.5	224	67	2.64	5893	130.25	410.49	213.22	51.9
149.1	3000	2.65	0.07	1.3	173	3000	3.2	0.07	1.30	137	179	24	0.979	3527	137.0	428.95	134.12	40.8
376	3000	6.7	0.29			3000	7.1		0.15	79	399	130	2.28	8209	79	776.01	180.12	23.2
365.5	3000	6.5	0.27			3000	6.7		0.70	97	376	118	2.17	7821	97	742.27	210.78	28.4
348.6	3000	6.2	0.22			3000	6.5		1.00	122	365	104	2.04	7343	122	714.15	248.76	34.8
326.2	3000	5.8	0.20			3000	6.2		1.47	167	348	84	1.83	6599	167	674.15	306.11	45.4
292	3000	5.2	0.17			3000	5.9		1.75	192	331	70	1.67	6024	192	624.18	321.22	51.5
269	3000	4.8	0.14			3000	5.5		2.00	214	309	55	1.48	5340	214	579.4	317.36	54.8

جدول (أ-4) اختبار الأداء (C)

السرعة rev/min	السرعة rad/s	ضغط السحب $P_1(bar)$	ضغط التصريف $P_2(bar)$	العلو $h$ mmHg	الحمل $F$ $N$	الضغط الكلي $(P_1 + P_2)(KN/m^2)$	معدل السريران $Q$ (L/s)	قدرة الدخل $W_1(watt)$	معامل السريران $\phi = \frac{Q}{10^3/ND^3}$	رقم رينولدز $Re = PND^2/\mu$	معامل السمت $= \frac{(P_2 + P_1)}{10^3/\rho N^2 D^2}$	معامل القدرة $\pi = W/PN^3 D^5$
3000	214	0.23	0.38	96	6.5	61	1.96	366	$6.16 \times 10^{-3}$	$31.6 \times 10^5$	$61.3 \times 10^{-3}$	$1.165 \times 10^{-3}$
2800	293	0.23	0.33	83	5.5	56	1.82	289	$6.13 \times 10^{-3}$	$29.5 \times 10^5$	$64.0 \times 10^{-3}$	$1.130 \times 10^{-3}$
2700	283	0.23	0.3	76	5.1	53	1.74	258	$6.08 \times 10^{-3}$	$28.5 \times 10^5$	$65.8 \times 10^{-3}$	$1.163 \times 10^{-3}$
2600	272	0.23	0.26	69	4.8	49	1.66	234	$6.02 \times 10^{-3}$	$27.4 \times 10^5$	$65.6 \times 10^{-3}$	$1.136 \times 10^{-3}$
2500	262	0.23	0.24	63	4.5	47	1.59	211	$6.01 \times 10^{-3}$	$26.4 \times 10^5$	$68.0 \times 10^{-3}$	$1.152 \times 10^{-3}$
2400	251	0.23	0.22	57	4.2	45	1.51	189	$25.25 \times 10^{-3}$	$25.25 \times 10^5$	$70.0 \times 10^{-3}$	$1.167 \times 10^{-3}$
2300	241	0.23	0.19	51	3.75	42	1.43	162	$24.25 \times 10^{-3}$	$24.25 \times 10^5$	$71.8 \times 10^{-3}$	$1.164 \times 10^{-3}$
2200	230	0.23	0.17	45	3.4	40	1.34	140	$23.1 \times 10^{-3}$	$23.1 \times 10^5$	$74.8 \times 10^{-3}$	$1.161 \times 10^{-3}$
2000	209	0.23	0.12	35	2.9	35	1.18	109	$21.0 \times 10^{-3}$	$21.0 \times 10^5$	$79.2 \times 10^{-3}$	$1.160 \times 10^{-3}$
1900	199	0.23	0.1	30	2.6	33	1.1	93	$20.0 \times 10^{-3}$	$20.0 \times 10^5$	$82.7 \times 10^{-3}$	$1.152 \times 10^{-3}$
1750	183	0.23	0.06	23	2.2	29	0.96	72	$13.4 \times 10^{-3}$	$13.4 \times 10^5$	$85.6 \times 10^{-3}$	$1.150 \times 10^{-3}$
1660	174	0.23	0.05	19	1.09	28	0.87	59	$17.5 \times 10^{-3}$	$17.5 \times 10^5$	$92.0 \times 10^{-3}$	$1.105 \times 10^{-3}$
1540	161	0.23	0.02	14	1.65	25	0.75	48	$16.2 \times 10^{-3}$	$16.2 \times 10^5$	$95.4 \times 10^{-3}$	$1.113 \times 10^{-3}$
1470	154	0.23	0	11	1.5	23	0.66	41	$15.5 \times 10^{-3}$	$15.5 \times 10^5$	$96.3 \times 10^{-3}$	$1.1105 \times 10^{-3}$

ملحوظة:

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$
$$\mu = 1002 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

جدول (أ-5) اختبار الأداء (D)

ضغط السحب $P_1$	ضغط التصريف $P_2$ (bar)	فرق الضغط $P_2 - P_1$	الضغط الكلي $P_1 + P_2$	الحمل $F$	السرعة $N$	الفنشوري		$W_1 = \frac{FN}{K}$	$W_2 = (P_1 + P_2)Q$	الكفاءة
bar	bar	bar	KN/m <sup>2</sup>	N	rev/min	H(mmHg)	Q(L/s)	Watt	Watt	%
0.24	0.36	0.12	60	6.2	3000	77	1.755	105.3	348.6	30.2
0.26	0.38	0.12	64	6.1	3000	74	1.72	110.1	343.0	32.1
0.28	0.40	0.12	68	6.0	3000	73	1.71	116.3	337.4	34.5
0.32	0.44	0.12	67	5.9	3000	67	1.64	124.6	331.8	37.6
0.36	0.48	0.12	84	5.6	3000	59	1.54	129.4	315.0	41.1
0.24	0.52	0.12	92	5.4	3000	52	1.44	132.4	303.7	43.6
0.46	0.58	0.12	104	4.9	3000	38	1.233	128.2	275.5	46.5
0.50	0.62	0.12	112	4.4	3000	27	1.04	116.5	247.4	47.1

ملحوظة:

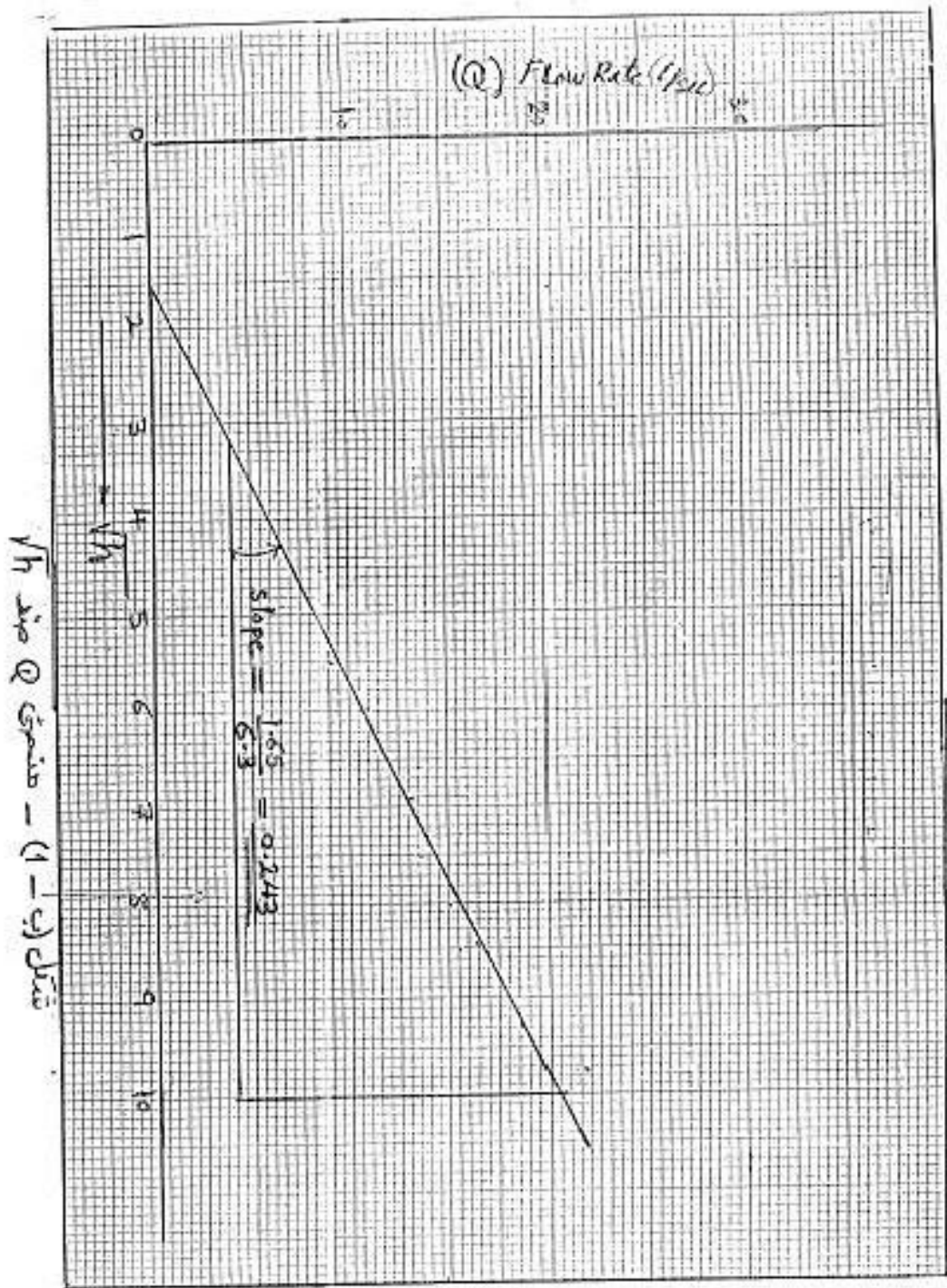
$$D = 0.1004(m) \text{ قطر العجلة}$$

$$Q = 0.2\sqrt{h}(L/s) \text{ معايير الفنشوري}$$

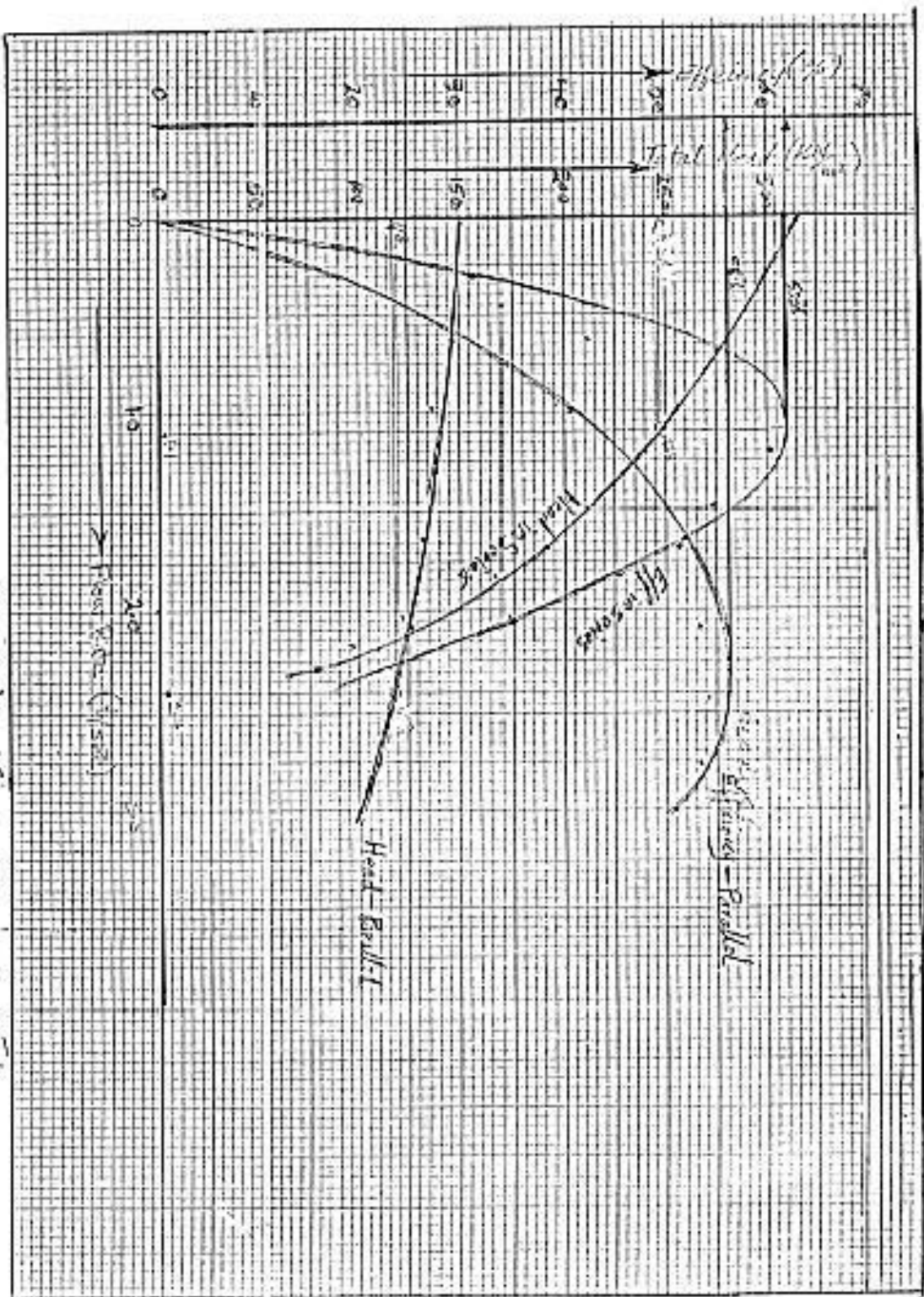
$$K = 53.35 \text{ ثابت الديناموميتر}$$



ملحق (ب) مخططات

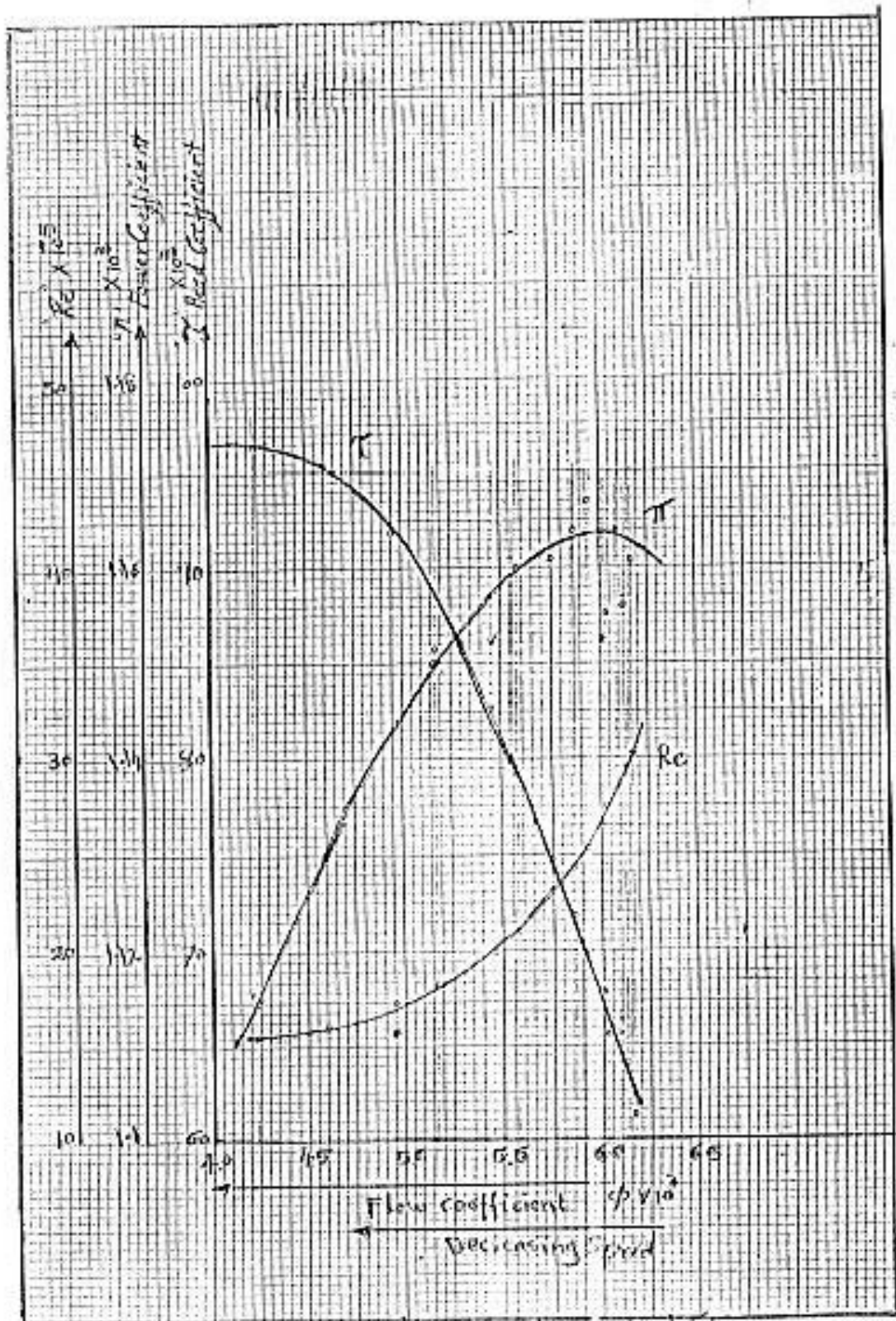




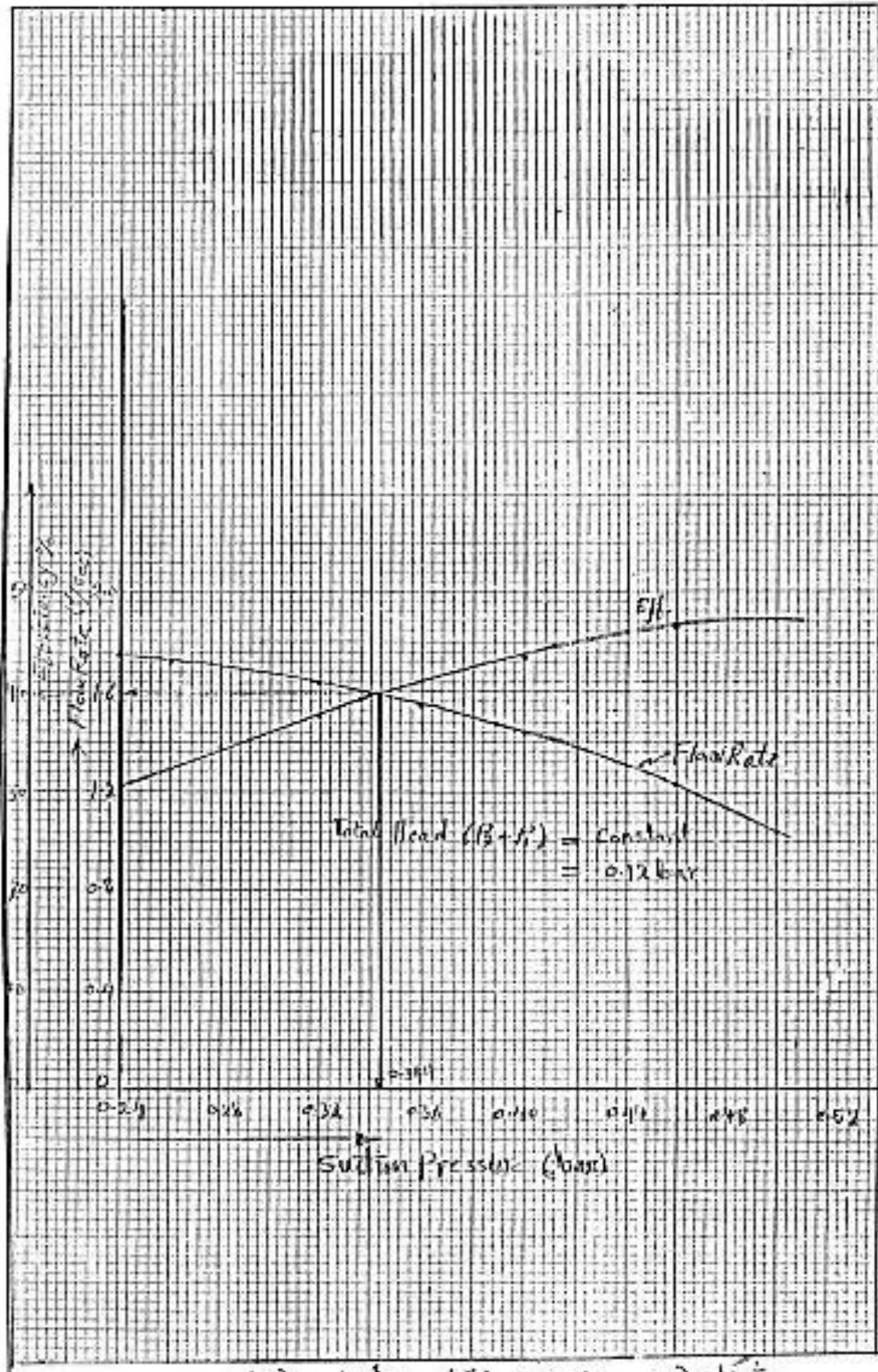


شكل (ب) - 3، 1 جنباً إلى جنباً (ب)





شكل (ب-١) - فيجيا - اللزج (ج)



شكل (ب - 5) ، إختبار الورد (D)