

08 ديسمبر 2024

المسيلة في :

رقم: 483 / ق.هـ.ك / 2024

شهادة إدارية بخصوص مطبوعة الدروس الخاصة بالأستاذ بلال جمال الدين شريف

بناءً على محضر اللجنة العلمية لقسم الهندسة الكهربائية تحت رقم: 365 / ق.هـ.ك / 2024 المنعقد بتاريخ 06 نوفمبر 2024 والمتضمن تعيين الخبراء: الأستاذ لدغم شيكوش إبراهيم أستاذ محاضر - أ- بجامعة المسيلة ، الأستاذ رحالي هلال أستاذ محاضر - أ- بجامعة المسيلة و الأستاذ طلحاي هشام أستاذ بجامعة برج بوعريرج وذلك لتقييم مطبوعة الدروس الخاصة بالأستاذ بلال جمال الدين شريف أستاذ محاضر "أ" بقسم الهندسة الكهربائية لجامعة المسيلة تحت عنوان:

" TP Machines Hydrauliques et Pneumatiques "

وبعد إطلاع رئيس اللجنة العلمية ورئيس القسم على التقارير الواردة و التي كانت كلها ايجابية، وعليه فإن اللجنة لا ترى مانعا أن تتخذه سنداً في تدريس طلبة السنة الأولى ماستر كهروميكانيك ، شعبة كهروميكانيك ، ميدان علوم و تكنولوجيا و أن تعتمد في أي تقييم للمسار العلمي للأستاذ المعني.

رئيس القسم

رئيس اللجنة العلمية

أ.د بوقرة عبد الرحمان



د. داف المبروك



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITÉ MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GENIE ÉLECTRIQUE



Support de TP pour la Matière :

Machines Hydrauliques et Pneumatiques

Destiné aux étudiants de 1^{ère} Année Master

Spécialité : Electromécanique

(ELM)

S1

Préparé par :

Dr. Bilal Djamal Eddine CHERIF

Année Universitaire : 2024/2025

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GENIE ÉLECTRIQUE



Support de TP pour la Matière :

Machines Hydrauliques et Pneumatiques

Destiné aux étudiants de 1^{ère} Année Master

Spécialité : Electromécanique

(ELM)

S1

Préparé par :

Dr. Bilal Djamal Eddine CHERIF

Année Universitaire : 2024/2025

Table des Matières

TP N°01 : Etude d'un venturi	01
I.1. Objectif du TP	01
I.2. Présentation de la maquette d'un venturi	01
I.3. Principe et matériels nécessaires	01
I.3.1. Principe du venturi	01
I.3.2. Matériels nécessaires	01
I.4. Rappel théorique	01
I.4.1. Pression en un point d'un fluide incompressible	01
I.4.2. Théorème de Pascal	02
I.4.3. Tube piézométrique	03
I.4.4. Poussée d'un fluide sur une paroi inclinée	03
I.4.5. Poussée d'un fluide sur une surface fermée	04
I.5. Dynamique des fluides incompressibles	05
I.5.1. Description du mouvement d'un fluide	05
I.5.2. Viscosité d'un fluide	05
I.5.2.1. Viscosité dynamique μ	05
I.5.2.2. Viscosité cinématique ν	06
I.6. Réalisation du TPN°01 « système venturi »	06
I.6.1. Mesure du débit maximum	06
I.6.2. Détermination du coefficient k du venturi en fonction du débit	06
I.6.3. Trace de la loi des sections	07
TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation	08
II.1. Objectif de TP	08
II.2. Introduction	08
II.3. Partie Théorique	08
II.3.1. Caractéristique des pompes centrifuges	08
II.3.2. Les conduites	09
II.4. Etudes des pompes	09
II.4.1. Type de pompes	09
II.4.1.1. Pompes centrifuges	09
II.4.1.2. Pompes volumétriques	09
II.4.1.3. Avantages et inconvénients	10
II.5. Manipulation	11
II.5.1. Enregistrement de la caractéristique de la pompe	11
II.5.2. Préparation	11
II.5.3. Valeurs de mesure et exploitation des résultats	11
TP N°03 : Turbines Hydraulique	14
III.1. Objectif de TP	14
III.2. Définition d'une turbine hydraulique	14
III.3. Classification des turbines hydraulique	14
III.3.1. Turbine à action	14
III.3.2. Turbine à réaction	14
III.4. Turbine Pelton	14
III.4.1. Définition	14
III.4.2. Constitution d'une turbine Pelton	14
III.5. Principe de la turbine Pelton	15
III.6. Théorie simplifiée	16
III.7. Travail demandé	18
TP N°04: Essai d'une Machine à Fluide Compressible	20
IV.1. Objectif de TP	20
IV.2. Etude des circuits hydrauliques	20

IV.2.1. Introduction.....	20
IV.3. Réducteur de Débit Unidirectionnel.....	20
IV.3.1. Définition.....	20
IV.3.2. Constitution.....	20
IV.3.3. Fonctionnement d'un régleur de débit unidirectionnel.....	21
IV.4. Manipulation.....	22
IV.4.1. Commande de vitesse d'un vérin.....	22
IV.4.1.1. Vérin à simple effet avec limiteur de débit unidirectionnel.....	22
IV.4.1.2. Analyse	22
IV.4.2. Régulation de vitesse sur l'alimentation du vérin.....	23
IV.4.3. Régulation de vitesse sur l'échappement du vérin.....	23
IV.4.4. Régulation de vitesse pendant l'aller et retour du vérin.....	24
IV.5. Vérin à double effet avec limiteur de débit unidirectionnel.....	24
IV.5.1. Régulation de vitesse sur l'alimentation du vérin.....	24
IV.5.2. Régulation de vitesse sur l'échappement du vérin.....	25

I.1. Objectif du TP

- ✚ Étudier les caractéristiques d'un venturi ;
- ✚ Appliquer les notions fondamentales sur les écoulements ;
- ✚ Développer la loi sur l'énergie : équation de Bernoulli ;
- ✚ Déterminer et évaluer une perte de charge singulière.

I.2. Présentation de la maquette d'un venturi

L'appareil, comportant le système Venturi, est disposé horizontalement sur le banc hydraulique, un support à pieds réglables permettant de le mettre de niveau. L'eau, aspirée par une pompe immergée, entre dans le venturi par un tuyau flexible. Un autre tuyau flexible, branché en sortie après le robinet de réglage de débit conduit l'eau au bac de pesée du banc hydraulique. Des prises de pression piézométriques sont percées le long du convergent et du divergent du venturi et sont reliées à des tubes manométriques verticaux montés en face d'échelles graduées en (mm). Ces tubes manométriques sont reliés entre eux à leurs extrémités supérieures par un collecteur équipé d'une valve de purge permettant de régler la quantité d'air (contre pression p) contenue dans l'appareil.

I.3. Principe et matériels nécessaires

I.3.1. Principe du venturi

Installé sur une canalisation et dans le cas d'un écoulement de fluide incompressible (eau), le venturi peut être utilisé pour mesurer le débit dans la conduite. Le fluide circulant dans la conduite passe dans un convergent avant d'atteindre un col de section inférieure à celle de la conduite. La vitesse de l'écoulement augmente dans ce convergent. Cette augmentation de vitesse correspond par ailleurs à une diminution de pression. En mesurant cette diminution de pression il est possible de déterminer la valeur du débit de l'écoulement. Après le col, le fluide perd de sa vitesse et remonte en pression.

I.3.2. Matériels nécessaires

- ✓ Pompe à main pour le réglage de la contre pression ;
- ✓ Chronomètre et jeu de masses de 2kg pour la mesure des débits ;
- ✓ Papier millimétré pour le tracé des courbes demandées.

I.4. Rappel théorique

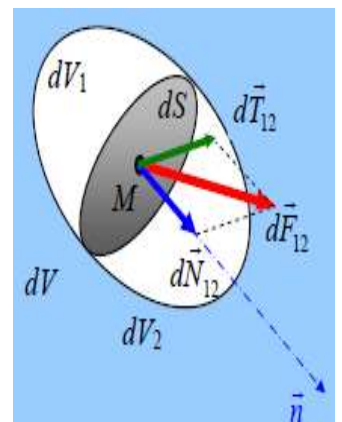
I.4.1. Pression en un point d'un fluide incompressible

Soit un petit volume dV entourant un point M situé dans un milieu fluide.

Le point M appartient à une facette dS séparant le volume dV en deux volumes élémentaires dV_1 et dV_2 . Soit $\vec{dF}_{12}$ l'action mécanique exercée par le volume dV_1 sur le volume dV_2 :

$$\vec{dF}_{12} = \vec{dN}_{12} + \vec{dT}_{12} = dN_{12} \vec{n} + \vec{dT}_{12}$$

Soit $\vec{n}$ la normale à la facette dS orientée du volume dV_1 vers le volume dV_2 sur lequel s'applique l'action mécanique $\vec{dF}_{12}$.



La composante $\vec{dT}_{12}$ représente le frottement visqueux de dV_1 sur dV_2 qui produit le cisaillement de la couche fluide ds . Si le fluide est au repos $\vec{dT}_{12}$.

La composante $\vec{dN}_{12}$ représente la force d'application de dV_1 sur dV_2 qui produit une pression de contact p telle que :

$$\vec{dN}_{12} = p ds \vec{n}$$

Ou

$$p = \frac{\|\vec{dN}_{12}\|}{ds} = \frac{dN_{12}}{ds}$$

L'unité de pression :

- Unité SI $\rightarrow$ pascal (Pa) $\equiv$ N/m²
- Autre unité $\rightarrow$ bar $\equiv$ daN/cm² $\equiv$ 10N/10⁻⁴m² $\equiv$ 10⁵N/m² $\equiv$ 10⁵Pa

I.4.2. Théorème de Pascal

Soit un élément de volume cylindrique d'un fluide incompressible de masse volumique ρ .

Ce cylindre élémentaire, de centre de gravité G , de surface de base dS et de longueur $M_1M_2 = d\ell$, a son axe $G\vec{u}$ incliné d'un angle α par rapport à un axe $G\vec{z}$ vertical montant.

M_1 et M_2 sont les centres des deux bases circulaires situées respectivement à une altitude z et $(z+dz)$ tel que $dz = d\ell \cdot \cos\alpha$.

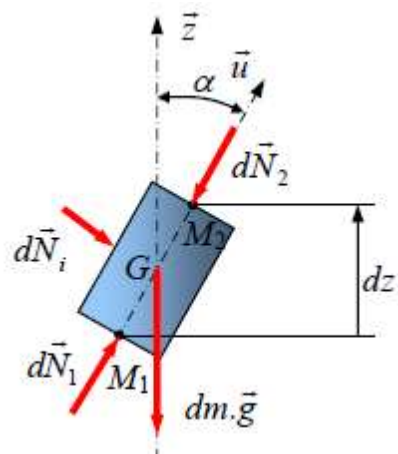
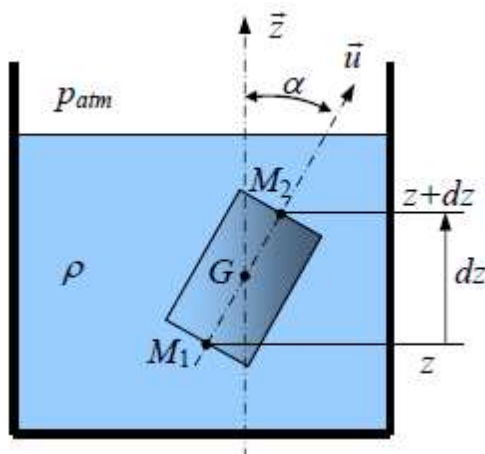
Le cylindre élémentaire est en équilibre statique sous l'action des forces de contact sur les surfaces de base et la surface latérale et de la pesanteur.

$d\vec{N}_1, d\vec{N}_2, \sum d\vec{N}_i$ sont les résultantes respectives des actions de contact sur les surfaces de base et latérale du cylindre élémentaire.

$dm\vec{g}$ est le poids du cylindre élémentaire de volume dV tel que :

$$dm = \rho dV = \rho ds d\ell$$

Soit p la pression du fluide en M_1 et $(p+dp)$ la pression du fluide en M_2 .



L'équation d'équilibre statique du cylindre élémentaire s'écrit :

$$d\vec{N}_1 + d\vec{N}_2 + \sum d\vec{N}_1 + \rho ds d\ell \vec{g} = \vec{0}$$

En projection sur $G\vec{\mu}$, on obtient :

$$dN_1 - dN_2 - \rho ds d\ell g \cos \alpha = 0$$

Avec : $d\ell \cos \alpha = dz$

$$p ds - p + dp ds - \rho g ds dz = 0 \Rightarrow -dp ds - \rho g ds dz = 0 \Rightarrow dp + \rho g dz = 0$$

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g = ct \Rightarrow p = -\rho g z + ct \Rightarrow p + \rho g z = ct$$

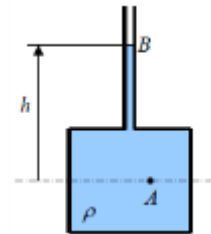
I.4.3. Tube piézométrique

$$p + \rho g z = ct \Rightarrow p_A + \rho g z_A = p_B + \rho g z_B \Rightarrow p_A - p_B = \rho g z_B - z_A$$

$$p_B = p_{atm} \Rightarrow p_A = p_{atm} + \rho g h$$

Unités :

$$\rho \text{ (Kg/m}^3\text{)}. g \text{ (m/s}^2 \equiv \text{N/kg)}. h \text{ (m)} \rightarrow \text{N/m}^2 \equiv \text{Pa}$$



I.4.4. Poussée d'un fluide sur une paroi inclinée

Soit dS un élément de surface d'une paroi d'un réservoir (R) orienté par sa normale extérieure $\vec{n}$ et soumise à une poussée $d\vec{F}$, due au liquide stocké (L), en son centre M situé à une altitude z par rapport au centre de gravité G de la surface mouillée S .

La résultante des actions de poussée de (L) sur (R) s'écrit :

$$\vec{R}_{L \rightarrow R} = \iint_s d\vec{F} = \iint_s p_M - p_0 \vec{n} ds$$

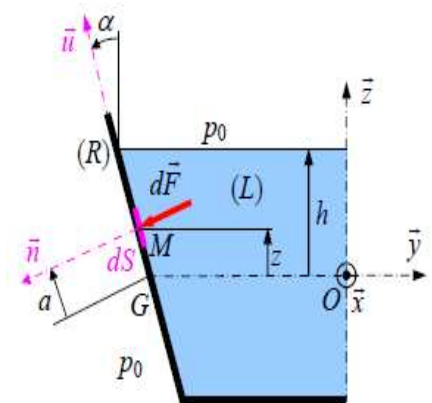
$$p_M = p_0 + \rho g h - z$$

$$\rightarrow \vec{R}_{L \rightarrow R} = \vec{n} \left[\iint_s \rho g h ds - \iint_s \rho g z ds \right] = \rho g s \vec{n} \left[h - \frac{\cos \alpha}{s} \iint_s \left(\frac{z}{\cos \alpha} \right) ds \right]$$

La quantité $\frac{1}{s} \iint_s \left(\frac{z}{\cos \alpha} \right) ds = \frac{1}{s} \iint_s a ds$ représente l'altitude $\frac{z_G}{\cos \alpha} = 0$ suivant $\vec{z}$ du centre de gravité G de la surface mouillée s de la paroi.

$$\vec{R}_{L \rightarrow R} = [\rho g h] s \vec{n} = p_{rg} s \vec{n} \text{ avec } p_{rg} = \rho g h \text{ (pression relative en G)}$$

En considérant uniquement ce qui se passe dans le plan $G\vec{y}\vec{z}$ (globalement les moments s'annulent suivant $(\vec{y} \text{ et } \vec{z})$), le moment des forces de poussée défini au centre de gravité G de la surface mouillée s'écrit :



$$\overrightarrow{M}_{G \rightarrow R} = \iint_s \overrightarrow{GM} \wedge d\vec{F} = \iint_s a \vec{\mu} \wedge p_r \vec{M} \vec{n} ds = \vec{x} \left[\iint_s a \rho g h ds - \iint_s a \rho g z ds \right]$$

$$\overrightarrow{M}_{G \rightarrow R} = \vec{x} \left[p_g \iint_s \frac{z}{\cos \alpha} ds - \rho g \iint_s \frac{z}{\cos \alpha} ds \right] = \vec{x} \left[p_{rG} s \frac{z_G}{\cos \alpha} - \rho g \cos \alpha \iint_s \left(\frac{z}{\cos \alpha} \right)^2 ds \right]$$

Avec $z_G = 0$ et $\iint_s \left(\frac{z}{\cos \alpha} \right)^2 ds = \iint_s a^2 ds = I_{Gx}$ représentant le moment quadratique Gx surface mouillée.

$$\overrightarrow{m}_{G \rightarrow R} = -\rho g I_{Gx} \cos \alpha \vec{x}$$

Avec $\rho \text{ kg} / \text{m}^3$, $g \text{ m} / \text{s}^2 \equiv \text{N} / \text{kg}$ et $I_{Gx} (\text{m}^4)$

Le torseur des actions du liquide (L) sur la paroi du réservoir (R) et s'écrit finalement :

$$\mathfrak{S}_{L \rightarrow R}^G = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R}_{L \rightarrow R} = \rho g h s \vec{n} = P_{rG} s \vec{n} \\ \overrightarrow{m}_{G \rightarrow R} = -\rho g I_{Gx} \cos \alpha \vec{x} \end{array} \right\}_G$$

Ce torseur est un glisseur $\vec{R} \perp \vec{m}$.

I.4.5. Poussée d'un fluide sur une surface fermée

Un solide (Σ), en forme de parallélépipède rectangle (pour simplifier) de centre de gravité G et de masse m , est en équilibre dans un liquide (L) de masse volumique ρ .

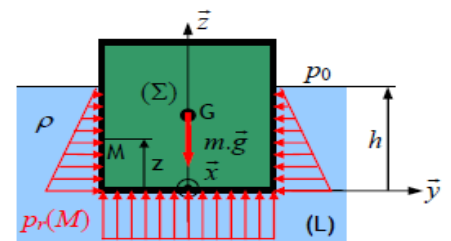
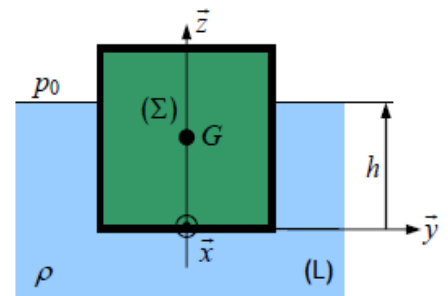
Le volume total du solide (Σ) est $V = a.b.c$ où a , b et c représentent ses dimensions respectives suivant $\vec{x}$, $\vec{y}$ et $\vec{z}$. Seule une partie h de la hauteur de ce volume est immergée (volume de carène) : $V_{\text{immergé}} = a.b.h$.

L'équilibre du solide (Σ) sera étudié en utilisant les pressions relatives $p_r(M)$ par rapport à la pression absolue p_0 agissant au-dessus du liquide (L) :

$$P_r(M) = P(M) - P_0 = \rho g (h - z)$$

Où $P(M)$ représente la pression absolue en un point M de la surface du solide (Σ).

La pression relative $P_r(M)$ est donc une fonction linéaire de la profondeur $(h - z)$.



En exprimant l'équilibre du solide (Σ) suivant $\vec{z}$ (les forces de poussées s'annulent suivant $\vec{x}$ et $\vec{y}$) on obtient l'équation :

$$F - mg = 0$$

F représente la résultante des forces dues à la pression exercée par le fluide sur le fond du solide (Σ) de surface $a.b$ telle que :

$$F = \iint_s P_r M ds \text{ avec } P_r M = P_r z = 0 = \rho gh = ct \rightarrow F = \rho gh ab \rightarrow F = \rho g V_{\text{immergé}}$$

I.5. Dynamique des fluides incompressibles

I.5.1. Description du mouvement d'un fluide

En mécanique du solide, le mouvement d'un point de ce solide est défini en fonction du temps t par rapport à un repère fixe : il s'agit d'une description Lagrangienne du mouvement.

En mécanique des fluides, le mouvement d'une particule fluide est défini lorsque celle-ci passe à une date t par un point appartenant au repère fixe de référence : c'est la description Eulérienne du mouvement. La vitesse de la particule fluide est appelée vitesse particulaire.

La trajectoire d'une particule fluide est la courbe tangente à ses vecteurs vitesses dans la description Lagrangienne de son mouvement.

Les lignes de courant sont des lignes imaginaires indiquant, à une date t , la direction du mouvement de l'ensemble des particules fluides. Elles sont tangentes aux vecteurs vitesses des particules fluides et donc à leur trajectoire.

Un tube de courant est une sorte de canalisation formée d'un faisceau de lignes de courant. Les lignes de courant intérieures au tube de courant forment une veine fluide. Si le tube de courant a une section transversale élémentaire, c'est un filet de courant.

Une ligne d'émission est une ligne matérielle définie, à une date t , par l'ensemble des particules fluides qui passeront ou sont passées par un point donné appelé centre d'émission.

Un écoulement est dit stationnaire ou permanent si la pression et le champ des vecteurs vitesses définis sur le volume de fluide observé sont indépendants du temps.

Dans un écoulement permanent, trajectoire, ligne de courant et ligne d'émission sont confondues. Aucune particule fluide ne traverse donc un tube de courant.

Un écoulement peut être interne (circuit de transport de fluide) ou externe (écoulement autour d'un obstacle).

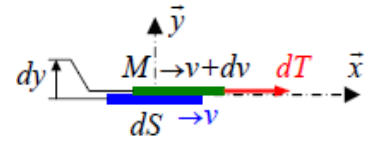
I.5.2. Viscosité d'un fluide

La viscosité caractérise les frottements internes ou intermoléculaires à l'intérieur d'un fluide, c'est à dire sa capacité à s'écouler. Elle est fonction de la température : elle diminue quand la température augmente.

I.5.2.1. Viscosité dynamique μ

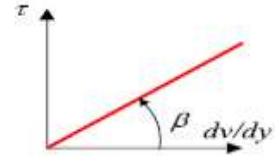
Elle caractérise l'aptitude des couches de fluide à glisser les unes sur les autres. Pour un fluide visqueux dit newtonien, toutes les couches de fluides glissent de la même façon.

Dans ce cas, si dT est l'effort qui produit le cisaillement des couches fluides (voir la figure), la contrainte de cisaillement en M sur la facette de normale $\vec{y}$ est défini par la loi de Newton :



$$\vec{\tau} \cdot \vec{M.y} = \tau x = \frac{dT}{ds} = \mu \frac{dv}{dy} \Rightarrow \mu = \frac{\tau}{dv/dy} \left(\frac{N/m^2}{m/s} \right) \equiv \frac{Ns}{m^2}$$

Pour un fluide visqueux newtonien, la contrainte de cisaillement est une fonction linéaire de l'accroissement de vitesse entre les couches successives $\frac{dv}{dy}$ avec $\mu = \tan \beta$



I.5.2.2. Viscosité cinématique ν

C'est le rapport de la viscosité dynamique μ d'un fluide à sa masse volumique ρ soit

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

En pratique, elle est obtenue en mesurant, à une température donnée, la durée d'un volume connu de liquide à travers un entonnoir de section normalisée.

I.6. Réalisation du TPN°01 « système venturi »

I.6.1. Mesure du débit maximum

Régler la vanne de débit pour que la différence de hauteurs manométriques entre les prises de pression A et D soit maximum, la colonne D étant à 0. Régler la contre pression par la purge de réglage si nécessaire. Relever, pour l'étape 4, l'ensemble des hauteurs manométriques pour les différentes prises de pression de A à L

1- Calculer le débit théorique Q_{vth} dans le circuit hydraulique à l'aide de la formule du cours?

2- Mesurer le débit réel Q_{vrel} à l'aide de la balance du banc hydraulique?

3- Calculer le coefficient k du Venturi tel que $k = \frac{Q_{vrel}}{Q_{vth}}$?

4- Quelles sont les raisons pour lesquelles $k < 1$?

I.6.2. Détermination du coefficient k du venturi en fonction du débit

Reprendre l'étape 1 en diminuant le débit à l'aide de la vanne de réglage tel que la colonne D soit à 5cm, 10cm puis 15cm (relever pour l'étape 4, toutes les hauteurs manométriques uniquement pour la hauteur $h_D=10cm$).

1- Calculer le coefficient k pour chacune des 3 expériences précédentes?

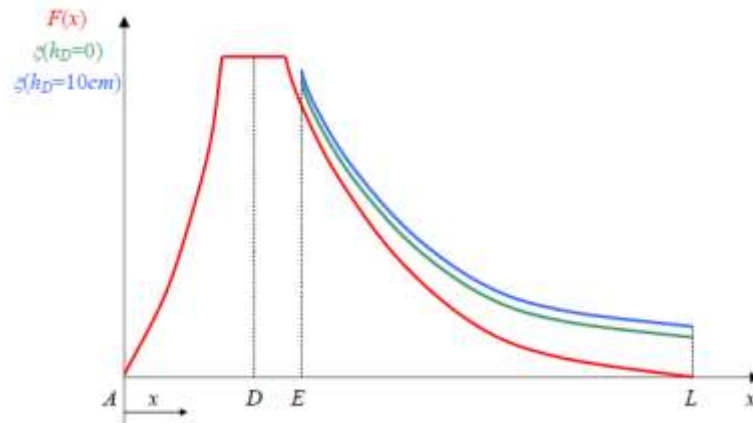
2- Que peut-on dire à propos de l'évolution du coefficient k en fonction du débit?

3- Donner alors l'expression permettant de calculer directement le débit réel?

I.6.3. Trace de la loi des sections

1- Tracer, de A à L , la loi des sections $F(x)$ sur papier millimétré Pour les débits correspondants aux hauteurs 0 et 10cm de la colonne D , tracer, par superposition sur le graphique précédent, la perte de charge $\xi(x)$ de E à L ?

2- En déduire la perte de charge totale $\xi = \xi(L)$ du Venturi pour les deux débits précédents?



3- Donner une conclusion?

TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

II.1. Objectif de TP

-  Fonctionnement et utilisation des machines hydrauliques ;
-  Etude de l'influence des types de couplage sur le fonctionnement d'une pompe ;
-  Etude et câblage des circuits de commandes et des puissances du système hydraulique ;
-  Définir les méthodes de réglages des débits.

II.2. Introduction

Dans les industries, Le domaine d'utilisation des machines centrifuges est extrêmement vaste et couvre les extrêmes suivants :

- Débits : de 0,001 à 60 m³/s ;
- Hauteurs de 1 à 5 000 m ;
- Vitesses de rotation 200 à 30 000 tr/min.

En effet, Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur. C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement, donc une certaine puissance hydraulique. Cette énergie hydraulique peut être vue comme la somme d'une énergie cinétique déterminée par le mouvement liquide dans le tube et d'une énergie potentielle stockée soit sous la forme d'un accroissement de pression soit sous celle d'une augmentation de hauteur.

II.3. Partie Théorique

Un circuit hydraulique se compose de deux catégories de systèmes ; pompes et conduites : dans cette manipulation on va travailler avec les pompes centrifuges et les conduites.

II.3.1. Caractéristique des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges. Une pompe centrifuge est constituée principalement par une roue à ailettes ou aubes (rotor) qui tourne à l'intérieur d'un carter étanche appelé corps de pompe. Pour améliorer le rendement de la pompe, on peut intercaler entre le rotor et la volute une roue fixe appelée diffuseur qui est munie d'aubes de courbure convenable. Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler.

A. Débit

Le débit q_v fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m³/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m³/h).

B. Hauteur manométrique

On appelle Hauteur manométrique H d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si HTA est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et HTR la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est : $H = HTA - HTR$ La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(q_v)$ de la pompe considérée.

TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

C. Rendement

Le rendement η d'une pompe est le rapport de la puissance utile P (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée P_a par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si q_v est le débit volume du fluide, ρ sa masse volumique et H la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont donnés par :

$$P_{\text{hydraulique}} = q_v \rho g H ; \eta_{\text{pompe}} = \frac{q_v \rho g H}{P_{\text{abs}}}$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée.

II.3.2. Les conduites

Les pertes charge régulière dans une conduite (longueur L , diamètre D), parcourue par le fluide (masse volumique ρ , viscosité μ à la vitesse débitante V s'écrivent :

$$\Delta P = \lambda \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\alpha V_2}{2} \right) \text{ donc } H = \left(\frac{8 \lambda L}{\pi D^5 g} \right) Q^2$$

A. Conduite de refoulement

Si la pompe refoule un fluide d'une cote z_1 à une cote z_2 , la charge nécessaire pour monter le fluide entre ces deux côtes et vaincre les pertes de charge s'écrit :

$$H_r = Z_2 - Z_1 + \left(\frac{8 \lambda L_r}{\pi D^5 g} \right) Q^2$$

B. Conduite d'aspiration

Les pertes de charge on pour expression en fonction de la hauteur manométrique comme ci-dessous :

$$H_a = \left(\frac{8 \lambda L_a}{\pi D^5 g} \right) Q^2$$

II.4. Etudes des pompes

II.4.1. Type de pompes

II.4.1.1. Pompes centrifuges

Où le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge. Il existe deux types de pompes centrifuges :

 **Monocellulaires** : équipées d'une seule roue ;

 **Multicellulaires** : plusieurs roues sont montées sur l'arbre d'entraînement et raccordées de sorte que le collecteur de la première cellule conduit le liquide dans l'ouïe (l'axe) de la cellule suivante.

II.4.1.2. Pompes volumétriques

L'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide ; on y distingue encore deux types :

TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

 **Les pompes volumétriques rotatives :** Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée un mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

 **Les pompes volumétriques alternatives:** la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

II.4.1.3. Avantages et inconvénients

Critères	Pompe centrifuge	Pompes volumétriques
Avantages	1. Construction simple et demande peu d'entretien. 2. Prix modérés et coût de maintenance faible. 3. Matériaux de construction très variés (fluide corrosif possible) 4. Pompes compactes et peu encombrantes. 5. Bons rendements. 6. Le débit est continu. 7. En cas de dysfonctionnement du circuit de refoulement (colmatage), la pompe ne subit aucun dommage.	1. Le rendement élevé est voisin de 90 % 2. Permet d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges. 3. Marche réversible de la pompe. 4. Construction robuste. 5. Pompage possible de liquide très visqueux. 6. Amorçage automatique en fonctionnement normal. 7. Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompes doseuses alimentaires).
Inconvénients	1. Hauteur manométrique faible 2. Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 % Elle n'est pas auto-amorçante. 3. Ne fonctionne avec des fluides trop visqueux. 4. Nécessite des dispositifs d'équilibrage.	1. Usure du corps par frottement des palettes 2. Difficile pompage des produits visqueux 3. Débit faible. 4. Appareils plus lourds et plus encombrants. 5. Impossibilité en général de pomper des liquides chargés. 6. Prix d'achat plus élevé. 7. Frais d'entretien plus élevés.
Domaine d'utilisation	1. L'agriculture : les stations de pompage, le matériel de traitement, 2. L'industrie pétrolière : les stations de raffinage, les stations d'alimentation en GPL, ... 3. La production et l'alimentation en eau potable : les stations de dessalement, les châteaux d'eau. 4. La production de l'énergie électrique : les installations de refroidissement des centrales thermiques.	1. Pompage de produits visqueux. 2. Les dosages précis (le domaine pharmaceutique). 3. Pompage des liquides susceptibles (lait, vin, bière, liquide volatiles, etc...).

Donc on va réaliser trois expériences :

 Seule pompe en fonctionnement ;

TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

- Couplage en série de pompes ;
- Deux pompes couplées en parallèle.

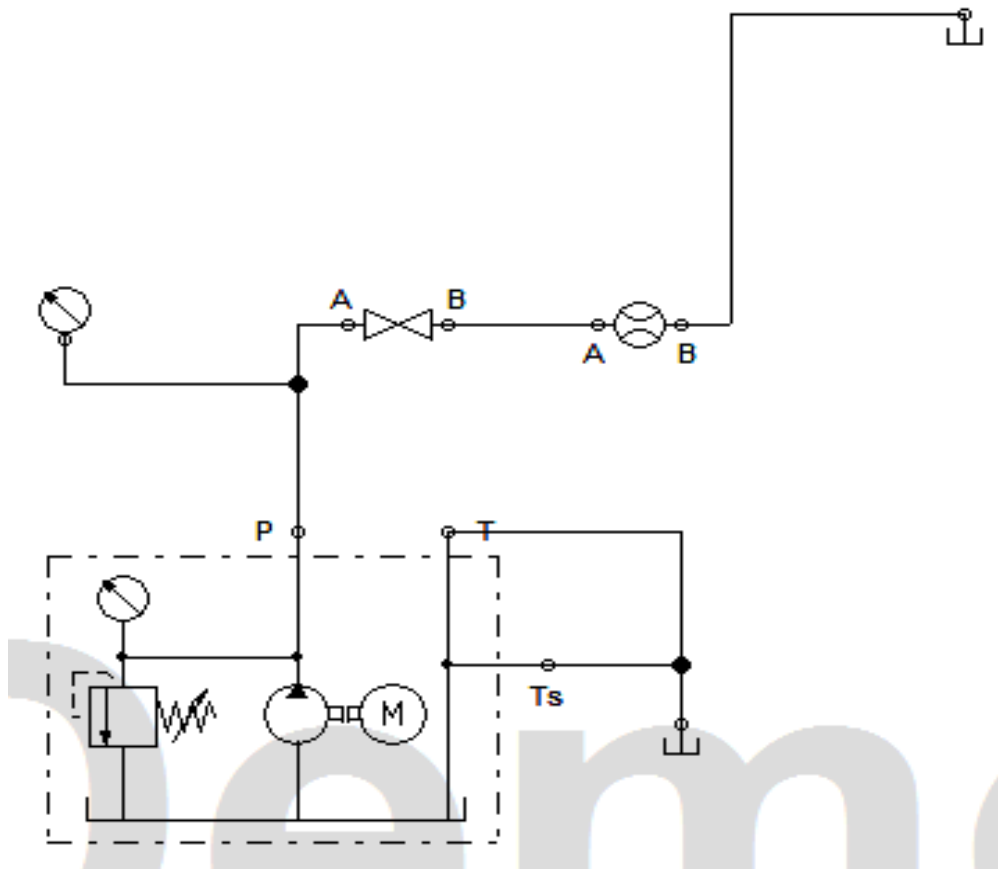
II.5. Manipulation

II.5.1. Enregistrement de la caractéristique de la pompe

L'acquisition de la caractéristique de la pompe s'effectue en enregistrant les valeurs de mesure de pression et de débit volumique, à régime constant, tout en réduisant le débit d'huile avec la vanne de refoulement.

II.5.2. Préparation

Effectuer le montage correspondant au schéma ci-dessous.



II.5.3. Valeurs de mesure et exploitation des résultats

Afin de pouvoir représenter la caractéristique de la pompe, les valeurs de pression côté refoulement et le débit volumique sont entrées dans un diagramme :

- Positionner les vannes puis mettre en marche la pompe.
- La vitesse de la pompe ne sera pas modifiée pendant la manipulation.
- Relever sur les manomètres les pressions avant (p_1) et aval (p_2) ainsi que le débit Q_v .
- Relever différentes mesures en augmentant à chaque fois la pression on agissant sur l'ouverture de la vanne de refoulement.

TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

▪ Mesures et calculs

a- Remplir le tableau ci-dessus

Vanne de maintien	$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	P_{ASP}	P_{REF}	ΔP	HMT (m)	Phyd (watts)
30%						
40%						
50%						
60%						
70%						
80%						
90%						

▪ Caractéristiques de la pompe utilisée

$$HMT = \frac{P_r - P_a}{\rho g} = 9.8 \times 10^{-4} P_r - P_a \text{ m}$$

$$P_h = \rho g Q H_{th}$$

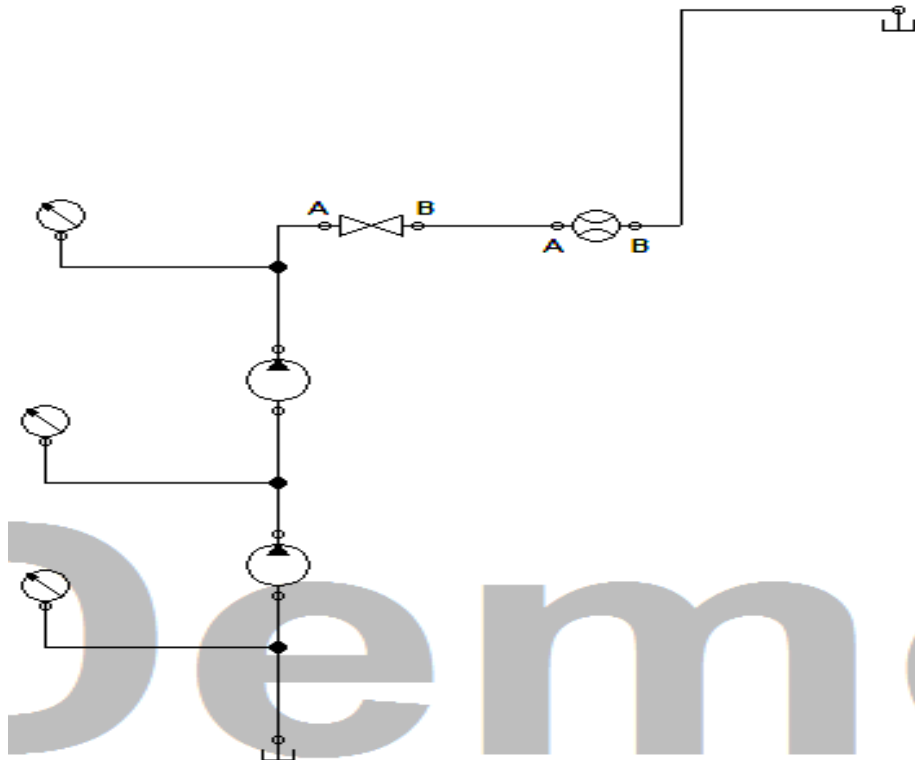
$$H_{th} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + z_r - \left(\frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + z_a \right) = HMT + \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{s_r^2} - \frac{1}{s_a^2} \right) + z_r - z_a$$

b- Sur le même papier millimétré tracer : $p = f(Q_v)$ $H_{mt} = f(Q_v)$.

c- Conclure.

🔧 Couplage en série de pompes

Effectuer le montage correspondant au schéma ci-dessous :



TP N°02 : Essai d'une Pompe Centrifuge et Phénomène de Cavitation

a- Remplir le tableau ci-dessus

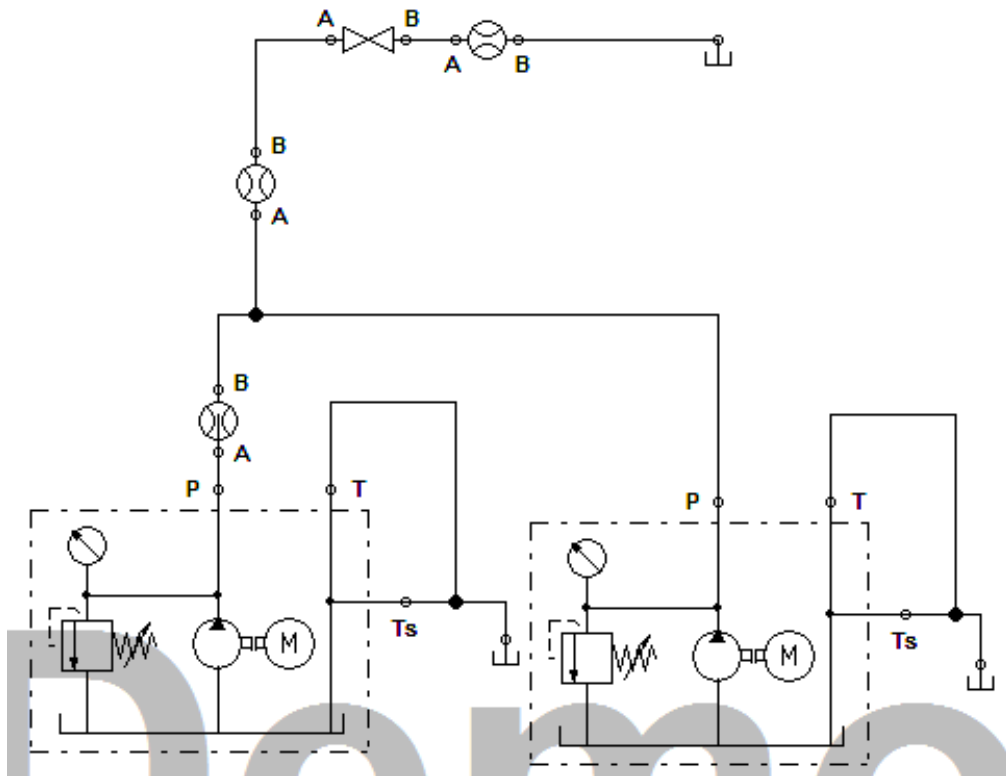
Vanne de maintien	$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	P_{ASP1}	P_{REF1}	P_{ASP2}	P_{REF2}	ΔP	HMT (m)	Phyd (watte)
30%								
40%								
50%								
60%								
70%								
80%								
90%								

b- Sur le même papier millimétré tracer : $p = f(Q_V)$ Hmt = $f(Q_V)$.

c- Conclure.

Couplage en parallèle de pompes

Effectuer le montage correspondant au schéma ci-dessous :



a- Remplir le tableau ci-dessus

Vanne de maintien	$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	P_{ASP1}	P_{REF1}	P_{ASP2}	P_{REF2}	ΔP	HMT (m)	Phyd (watte)
30%								
40%								
50%								
60%								
70%								
80%								
90%								

b- Sur le même papier millimétré tracer : $p = f(Q_V)$ Hmt = $f(Q_V)$.

c-Conclure.

III.1. Objectif de TP

Le but de la manipulation est de déterminer expérimentalement le rendement d'une turbine hydraulique Pelton.

III.2. Définition d'une turbine hydraulique

La turbine hydraulique est une machine tournante son rôle est de transformer l'énergie de l'eau en énergie mécanique de manière à faire tourner un alternateur qui produit un courant électrique.

III.3. Classification des turbines hydraulique

Les turbines hydrauliques peuvent être classées en deux catégories :

III.3.1. Turbine à action

L'énergie de l'eau à la sortie de l'injecteur ou de distributeur est entièrement sous forme cinétique et l'eau à cet endroit se trouve à la pression atmosphérique. On trouve dans cette catégorie les turbines Pelton et Banki.

III.3.2. Turbine à réaction

L'énergie à la sortie de distributeur se trouve à la fois sous forme de pression et d'énergie cinétique. La pression de l'eau est supérieure à la pression atmosphérique on trouve dans cette catégorie les turbines Francis hélice et Kaplan.

III.4. Turbine Pelton

III.4.1. Définition

La turbine Pelton, est une turbine à injection partielle et à veine libre ; sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur ; à la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement.

III.4.2. Constitution d'une turbine Pelton

Une turbine Pelton comporte une roue mobile, munie d'aubes appelées « augets » sur sa périphérie, et un ou plusieurs injecteurs fixes qui envoient, à très grande vitesse, l'eau sur les augets. Le tout est entouré d'une bache en tôle d'acier destinée à protéger la roue et à évacuer l'eau.

a) Roue à augets

Les turbines Pelton utilisent la roue dite « à augets ». Cette roue ressemble à un disque équipé d'augets ressemblant à des demi-coquilles de noix, placés en circonférence.

La forme de ces augets est très évoluée et permet au jet d'eau qui les frappe de se séparer en deux jets déviés sur les côtés de la roue. Le nombre d'augets répond à une formule issue de l'expérience des constructeurs, soit $Z=15+D/2d$, avec Z = nombre d'augets, D = $\varnothing$ primitif, d = $\varnothing$ du jet d'eau. Leur nombre varie de 15 à 25 en pratique. Le diamètre du centre des augets est appelé le $\varnothing$ Pelton, diamètre qui sert à positionner l'axe du jet d'eau, axe qui doit être tangent à ce $\varnothing$ Pelton.

La surface intérieure des augets, appelée « intrados », doit avoir un état de surface poli pour optimiser l'écoulement de l'eau. La partie extérieure (extrados) des augets est parfois nervurée pour augmenter la tenue mécanique de l'auget.

L'axe de la roue est habituellement horizontal. L'alternateur peut être commandé par une ou deux roues, avec les dispositions suivantes :

- ✓ Une roue : l'alternateur et la roue sont placés côte à côte ;
- ✓ Deux roues : l'alternateur est placé entre les deux roues.

b) Injecteur

L'injecteur a pour rôle d'alimenter la roue en eau et de permettre le réglage du débit. L'eau pénètre dans l'injecteur à faible vitesse et en sort à grande vitesse. Il y a donc dans l'injecteur transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique, l'eau agissant essentiellement sur la roue par son énergie cinétique. La vitesse de l'eau à la sortie de l'injecteur ne dépend que de la hauteur de chute, elle est approximativement égale à $\sqrt{2gH}$

L'injecteur est composé :

- D'un corps, se terminant du côté de la sortie d'eau par un trou d'ajutage appelé « buse » ;
- D'une aiguille, se déplaçant dans le corps et servant au réglage du débit d'eau ;
- D'un vérin hydraulique de manœuvre.

c) Déflecteur

Le déflecteur a pour rôle de dévier le jet d'eau, en cas d'incident grave sur la turbine ou sur l'alternateur, sans arrêter l'écoulement de l'eau et d'éviter ainsi les coups de bélier dans la conduite amont ou l'emballement de la turbine.

Le déflecteur est composé :

- D'un étrier en acier, pivotant perpendiculairement devant la sortie du jet d'eau de l'injecteur ;
- D'un vérin hydraulique de manœuvre.

Après une manœuvre du déflecteur, la roue n'est plus entraînée par le jet, et ce dernier peut être diminué lentement par l'injecteur sans risque. L'efficacité du déflecteur est assurée par sa position tangente au jet d'eau en position normale. Le déflecteur est une pièce le plus souvent forgée, à cause des contraintes importantes qu'il subit.

d) Bâche

La bâche est la partie enveloppant la roue, contenant ainsi la terre d'eau (valable uniquement pour les turbines à axe horizontal). Cette bâche est composée :

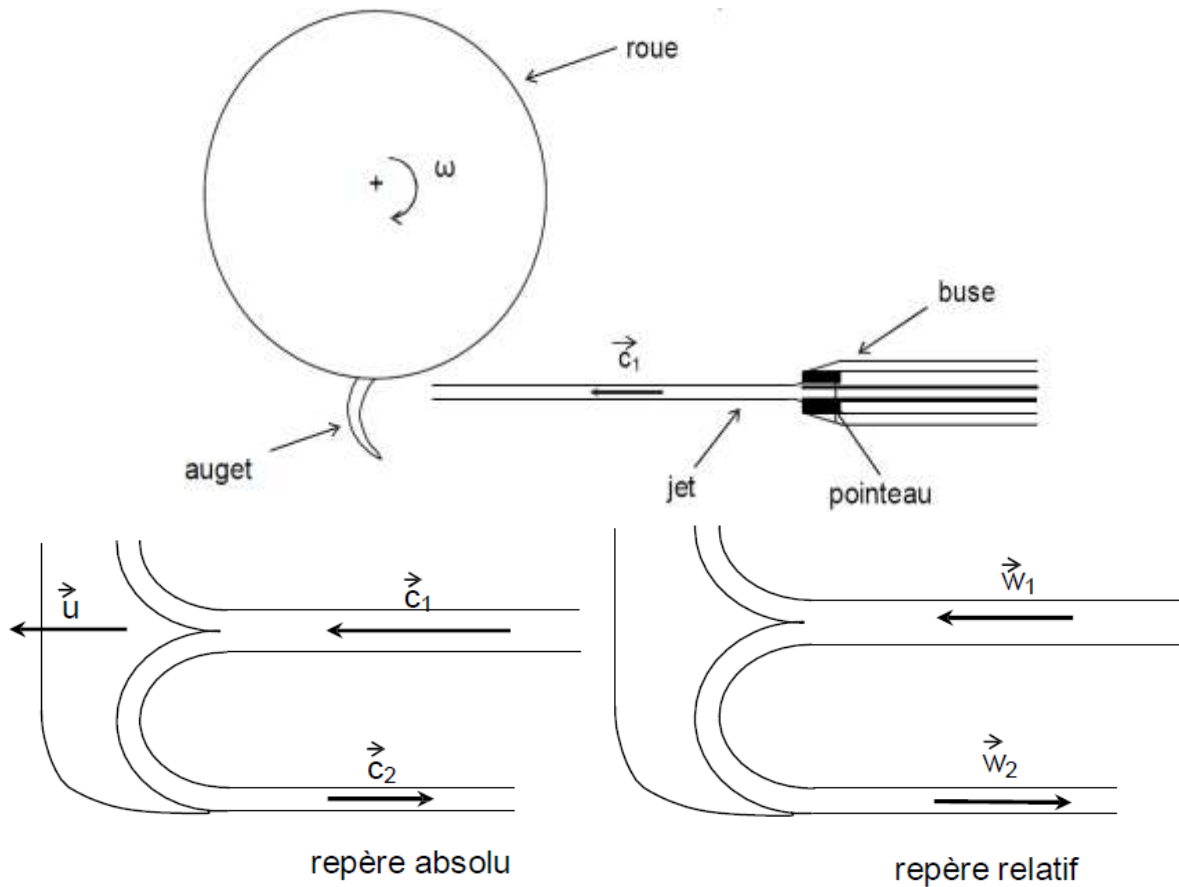
- D'un bâti fixe en partie basse, ancré dans le béton ;
- D'une capote démontable, permettant l'accès à la roue pour les contrôles et réparations.

Le plan de joint entre le bâti et la capote est donc horizontal et passe par l'axe de rotation de la roue. Après chaque démontage, l'étanchéité de ce plan de joint est refaite, par application de pâte d'étanchéité ou par remplacement du joint torique placé dans une gorge du bâti.

III.5. Principe de la turbine Pelton

Un jet dont on peut faire varier le débit par l'intermédiaire d'un pointeau est reçu par des augets de forme convenable disposés autour d'une roue mobile d'axe perpendiculaire au jet. Le jet est dévié par les augets et s'échappe latéralement

après avoir cédé une partie de sa quantité de mouvement à l'auget. Dans la rotation de la turbine, le remplacement d'un auget par le suivant ne se fait pas sans choc, la forme à donner à l'auget pour le meilleur rendement est établie expérimentalement.



III.6. Théorie simplifiée

La vitesse du jet avant déviation est c_1 et après déviation c_2 , dans un repère fixe. Dans un repère mobile lié à l'auget, de vitesse $u = \omega r$, la vitesse relative du jet est $w_1 = c_1 - u$ avant déviation et $w_2 = c_2 + u$ après déviation. Si q est le débit massique du jet, le couple C exercé par le jet sur l'auget et la puissance P récupérée par la turbine sont :

$$C = q (c_1 + c_2) r$$

$$P = C\omega = q (c_1 + c_2) \mu$$

Si le fluide n'est pas ralenti dans la déviation de 180° qu'il subit, on a $w_1 = w_2$ par application du théorème de Bernoulli à pression constante, donc :

$$C = 2qr(c_1 - \mu)$$

$$P = 2q\mu (c_1 - \mu)$$

La vitesse c_1 et le débit q ne dépendent que des conditions de la source :

$$c_1 = \sqrt{2g\Delta H} = \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}$$

Où Δp et Δh sont respectivement la pression d'alimentation et la hauteur d'eau équivalente. La puissance hydraulique admise est :

$$P_e = q_v \Delta p = \frac{1}{2} q_v \rho c_1^2 = \frac{1}{2} q c_1^2$$

Le rendement

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{2q\omega_1\omega r}{\frac{1}{2}qc_1^2}$$

Le couple de la turbine est maximal à l'arrêt, et nul quand la turbine ne tourne à vide à sa vitesse maximale.

$$\omega_{\max} = \frac{c_1}{r} = \frac{1}{r} \sqrt{2gH_0}$$

La puissance de sortie et le rendement sont maximaux pour la vitesse de rotation moitié $\frac{\omega_{\max}}{2}$, et valent :

$$P_{\max} = \frac{qc_1^2}{2} = qgH_0$$

Rq : La conversion en tr.min^{-1} est donnée par la formule :

$$N_{\max} = \frac{60\omega_{\max}}{2\pi}$$

Pour cette valeur particulière de N , la vitesse absolue est $c_2=0$ à la sortie de l'auget. Toute l'énergie incidente du jet a été transférée à la roue mobile. Pour qu'il n'y ait pas accumulation d'eau dans l'auget, on fait sortir l'écoulement de l'auget avec un petit angle par rapport au plan de la roue ; dans le repère fixe du jet s'échappe alors latéralement :

- **Vers l'arrière** si $0 < N < \frac{1}{2}N_{\max}$
- **Vers l'avant** si $\frac{1}{2}N_{\max} < N < N_{\max}$
- **Perpendiculairement** si $N = \frac{1}{2}N_{\max}$

L'existence de pertes par friction dans la buse de distribution et lors de la déviation par l'auget conduit bien sûr à un rendement inférieur à 1. Lors du remplacement d'un auget par le suivant il se produit un choc entre le jet et la lèvre inférieure causant une perte d'énergie cinétique du jet. Si l'auget est trop rapproché de l'axe de rotation, il devient impossible de réaliser la condition $c_2=0$ pour toutes les particules incidentes. Par contre si à fréquence de rotation N donnée, on éloigne l'auget de l'axe, la vitesse de rotation augmente et il faut augmenter celle du jet, d'où une réalisation délicate et onéreuse. Pour les grosses turbines (10 000 kW ou davantage) on atteint des rendements de 0,8 à 0,9.

III.7. Travail demandé

Le montage expérimental est un modèle réduit d'une centrale hydroélectrique. L'énergie mécanique (énergie potentielle puis cinétique de l'eau) est transformée en énergie électrique dans la génératrice. Pour une hauteur de chute et un débit donné, la puissance hydraulique P_e est fixée. C'est la puissance fournie à la turbine Pelton.

A l'aide de rhéostats, il est possible de faire varier la résistance du circuit électrique branché aux bornes du rotor de la génératrice ce qui se traduit par une variation de la vitesse de rotation et du couple mécanique résistif de la génératrice et en conséquence de la puissance récupérée P_m en sortie de la turbine Pelton. On tracera pour deux régimes différents (faire varier débit et/ou hauteur de chute au choix) les courbes (N) et P_{me} (N/N_{max}) (ou η_{me} (N/N_{max})) permettant de caractériser la turbine Pelton. On tracera d'abord les courbes théoriques et on viendra placer les points expérimentaux par la suite.

Le montage expérimental permet aussi de mesurer tension (N) et intensité (N) en sortie de génératrice, et donc de calculer la puissance électrique P_{el} générée par la centrale. Tracer sur le même graphe que P_{me} (ou η_{me}) la courbe P_{el} (ou η_{el}) toujours en fonction de N/N_{max} .

a) Mesure du débit volumique

La mesure du débit volumique q_v s'effectue à l'aide d'un déversoir à paroi mince en forme de V et de la règle graduée qui est vissée directement sur le bac. Cette règle a été préalablement étalonnée. Le niveau dans le déversoir est lié au débit volumique. Il suffit donc de lire directement sur la règle le débit volumique. Attention : le débit est gradué en m³/min. Il y a un point devant les chiffres : ainsi .12 se lit $q_v = 0.12 \text{ m}^3/\text{min}$.

b) Mesure du couple

La génératrice est fixée sur le bâti à l'aide de paliers lui permettant de tourner librement autour de son axe de rotation. La rotation est cependant limitée par deux butées. Le couple moteur appliqué par la turbine Pelton est équilibré soit par les butées, soit par le moment de la force due à une masse (de 1,8 kg) que l'on peut faire coulisser sur une tige graduée en centimètres.

Le tarage s'effectue à l'aide d'un contrepoids (masse de 1 kg) fixé sur l'autre tige. Avant de mettre la turbine Pelton en marche, (c'est-à-dire pour $N = 0$), on place la masse de 1,8 kg sur 0 cm et on cherche l'équilibre à l'aide du contrepoids.

Pour chaque point de mesure, on déplace uniquement la masse de 1,8 kg de la distance d pour retrouver l'équilibre.

c) Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation est mesurée à l'aide d'un tachymètre qui affiche la vitesse en tours par minute. Une pastille réfléchissante est collée sur l'arbre. Pour faire une mesure, viser avec le faisceau du tachymètre la pastille et lire la vitesse de rotation.

Données : rayon de la turbine Pelton $r = 50 \text{ mm}$ et la masse : 1.8 kg.

TP N°03 : Turbines Hydraulique

$H = \dots\dots\dots$, $N_{max,theo} = \dots\dots\dots$, $N_{max,exp} = \dots\dots\dots$

$c_1 = \dots\dots\dots$, $q = \dots\dots\dots$, $P_{max,theo} = \dots\dots\dots$

$q_v = \dots\dots\dots$

(tr/min)	$N/N_{max,exp}$	d (cm)	C (N.m)	P_{me} (W)	$\eta_{me} = P_{me}/P_{max}$	U (V)	I (A)	P_e (W)	$\eta_e = P_e/P_{max}$

IV.1. Objectif de TP

-  Fonctionnement et utilisation des organes hydraulique ;
-  Etude et câblage des circuits de commandes et des puissances du système hydraulique ;
-  Définir les méthodes de réglages de vitesses sur les vérins ;
-  Décrire les types de composants utilisés ;
-  Illustration des schémas de circuits hydraulique et électriques par norme.

IV.2. Etude des circuits hydrauliques

IV.2.1. Introduction

Comme la vitesse d'opération des actionneurs hydrauliques dépend directement de la vitesse du fluide dans les conduites et que la vitesse du fluide dépend directement du débit, il est essentiel de prévoir l'installation, dans les circuits hydrauliques, de composants qui contrôlent ce débit.

IV.3. Réducteur de Débit Unidirectionnel

IV.3.1. Définition

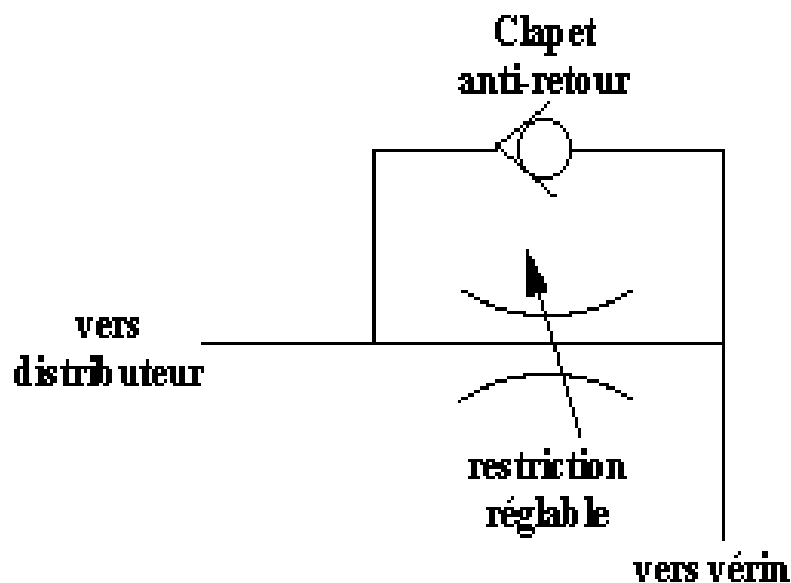
Appelé aussi régulateur de vitesse ; Le régulateur de vitesse est un limiteur de débit dont le débit n'est limité que dans un sens (débit réduit), dans l'autre sens le passage est libre (débit normal). On obtient cela en montant un clapet anti-retour en by-pass sur le limiteur de débit.

Donc Le réducteur de débit unidirectionnel (ou limiteur de vitesse) est un composant permettant de réguler (régler) la vitesse d'entrée ou de sortie de la tige d'un vérin en agissant sur le débit de fluide sortant du vérin.

Un réducteur de débit unidirectionnel est constitué de l'association d'un clapet anti-retour et d'une restriction (étranglement) réglable (limiteur de débit).

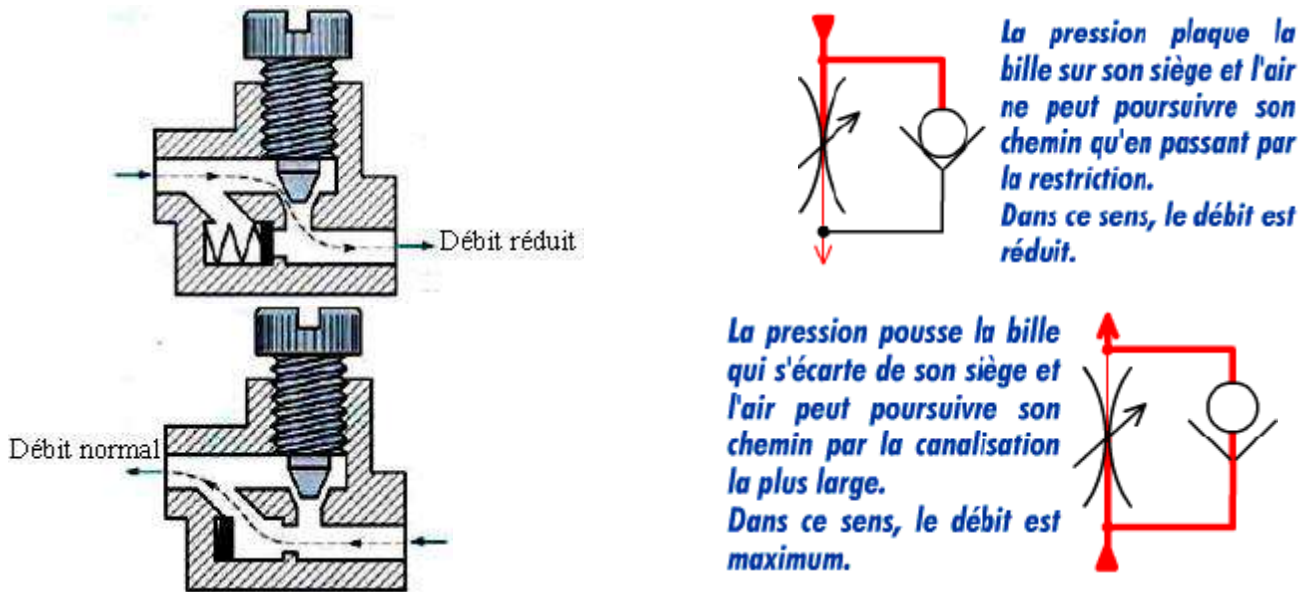
IV.3.2. Constitution

Le limiteur de débit, ou régleur de vitesse, est basé sur une réduction de section obtenue par une vis de réglage. Il est couplé avec un clapet anti-retour qui permet le passage direct de l'air d'admission dans le vérin, et on réduit le débit de l'air dans le sens de l'échappement. Ce type de régleur de vitesse s'appelle " **régleur de débit unidirectionnel** ".



Régleur de débit unidirectionnel

IV.3.3. Fonctionnement d'un régleur de débit unidirectionnel

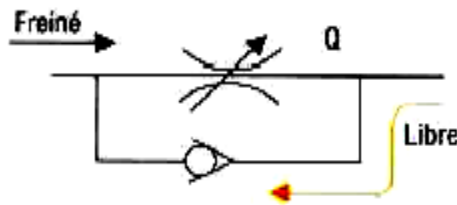


✚ Pour alimenter le vérin, l'air soulève la jupe anti-retour et circule librement (voir figure ci-dessous). Seul un petit filet d'air passe par la restriction réglable. Lorsque l'air est évacué du vérin, la jupe bloque le passage de l'air d'échappement et l'air doit passer par l'orifice limité par la vis de réglage (voir figure ci-dessous) qui détermine le débit.

Le type **unidirectionnel** régule le débit d'air dans un sens, par l'intermédiaire d'une restriction réglable, et laisse passer l'air plein passage dans l'autre sens.

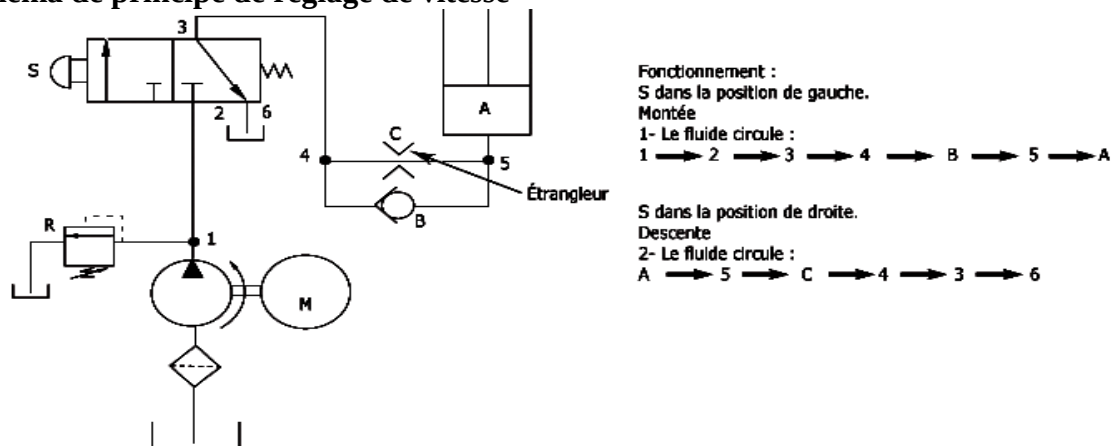
Le type **bidirectionnel** régule le débit d'air dans les deux sens.

Remarque : Sur les réducteurs de débit : plus on visse, plus on freine.



On peut comparer le limiteur de débit avec un robinet qui peut être plus ou moins ouvert.

✚ Schéma de principe de réglage de vitesse

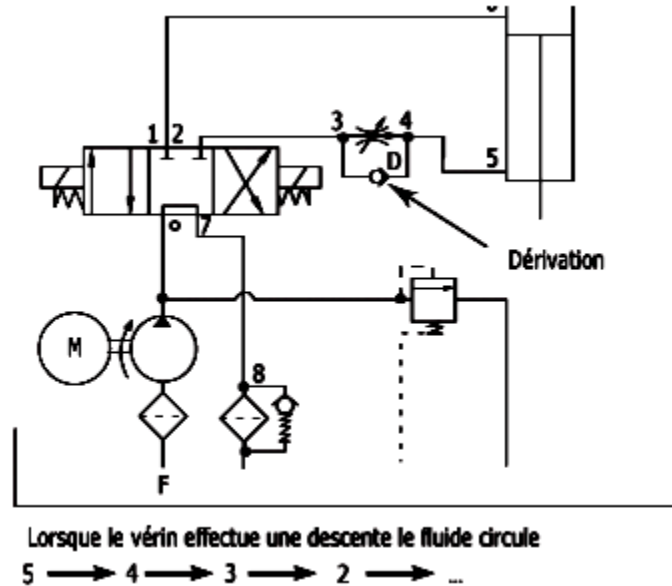


TP N°04: Essai d'une Machine à Fluide Compressible

Remarque : Lorsque la tige de vérin se déplace, l'intégralité du débit fourni par la pompe alimente la chambre arrière du vérin. La vitesse de sortie de la tige dépend de ce débit :

$$V = \frac{Q}{S}$$

Lorsqu'une vitesse constante est souhaitée, la régulation doit avoir lieu sur l'échappement d'air :



IV.4. Manipulation

Effectuer le montage correspondant au schéma ci-dessous, afin d'effectuer le mouvement de sortir de tige du vérin.

IV.4.1. Commande de vitesse d'un vérin

IV.4.1.1. Vérin à simple effet avec limiteur de débit unidirectionnel

Réaliser l'alimentation d'un vérin simple effet par un distributeur 3/2 commandé électriquement. Un voyant signale la tige du vérin sortie. Faire le schéma et faire vérifier le fonctionnement.

On demande :

D'effectuer des mesures de débit ou de pression sur un système hydraulique.

On exige :

1. Donner la désignation exacte du repère 1V.
2. Donner la caractéristique importante du centre de 1V.
3. Vous allez devoir mesurer une pression et un débit,
4. Donner le nom des instruments de mesure pour : La pression. Le débit.
5. Donner les unités pour : La pression. Le débit.

IV.4.1.2. Analyse

Pour le débit, placer l'appareil de manière à mesurer, la vitesse en sortie.

Voici le symbole de l'appareil :

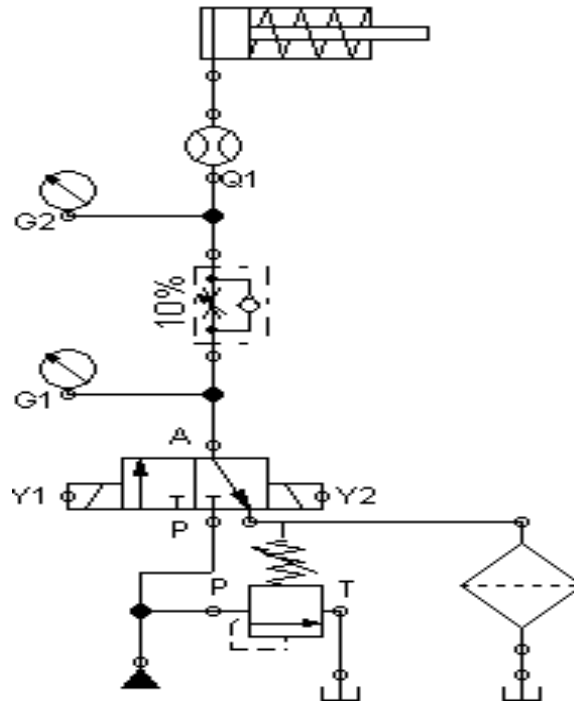


TP N°04: Essai d'une Machine à Fluide Compressible

Pour la pression, on veut mesurer la pression au repos dans les circuits alimentant le vérin (repérer les appareils de mesure G1 et G2).

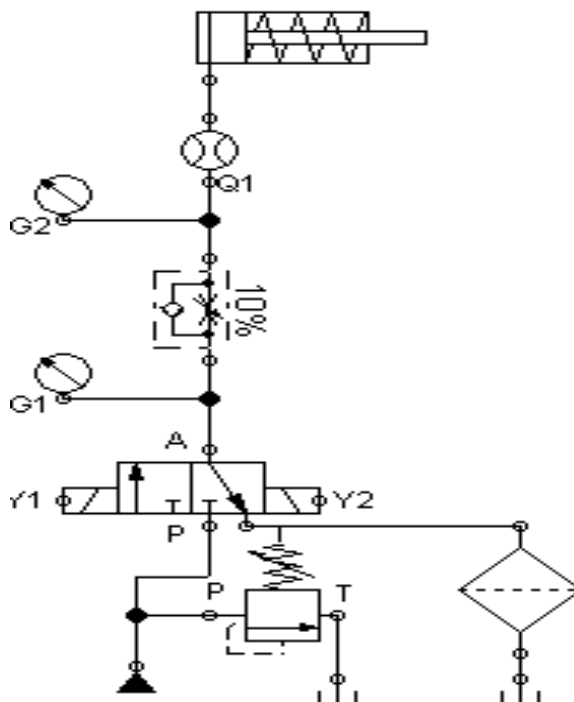
IV.4.2. Régulation de vitesse sur l'alimentation du vérin

Le régulateur de vitesse est placé de telle manière que le clapet anti-retour bloque l'alimentation de fluide vers le vérin.



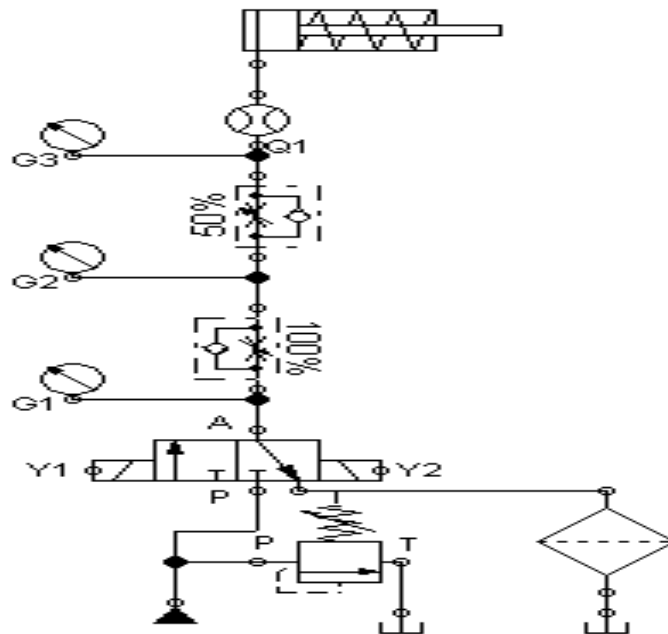
IV.4.3. Régulation de vitesse sur l'échappement du vérin

Le régulateur de vitesse est placé de telle manière que le clapet anti-retour bloque l'échappement de fluide vers le vérin.



IV.4.4. Régulation de vitesse pendant l'aller et retour du vérin

La vitesse du vérin réglable à l'aller et au retour. Le débit d'air peut être réglé différemment pour les deux sens.

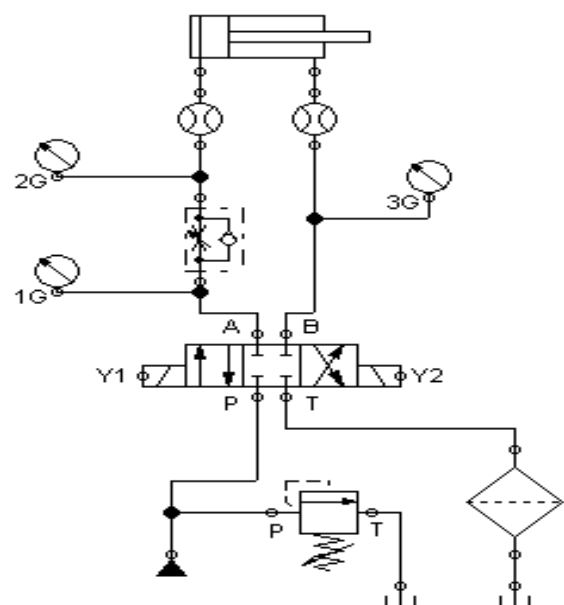
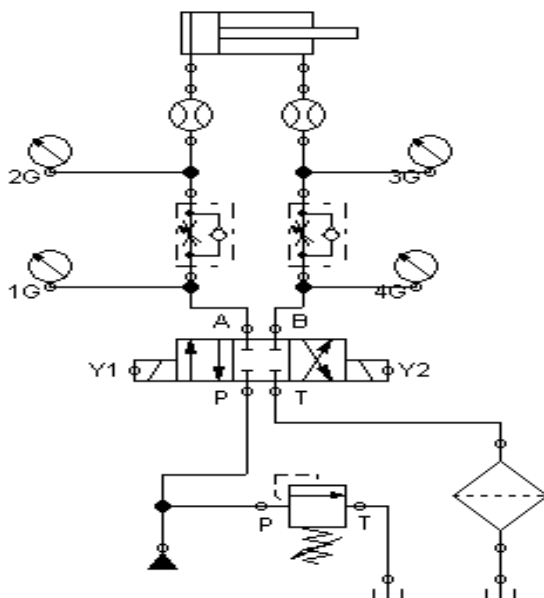


IV.5. Vérin à double effet avec limiteur de débit unidirectionnel

- En utilisant comme actionneur un vérin simple effet ;
- Réaliser l'alimentation d'un vérin double effet par un distributeur 4/3 commandé électriquement. Un voyant signale la tige du vérin sortie. Faire le schéma et faire vérifier le fonctionnement.

IV.5.1. Régulation de vitesse sur l'alimentation du vérin

Le régulateur de vitesse est placé de telle manière que le clapet anti-retour bloque l'alimentation de fluide vers le vérin.



TP N°04: Essai d'une Machine à Fluide Compressible

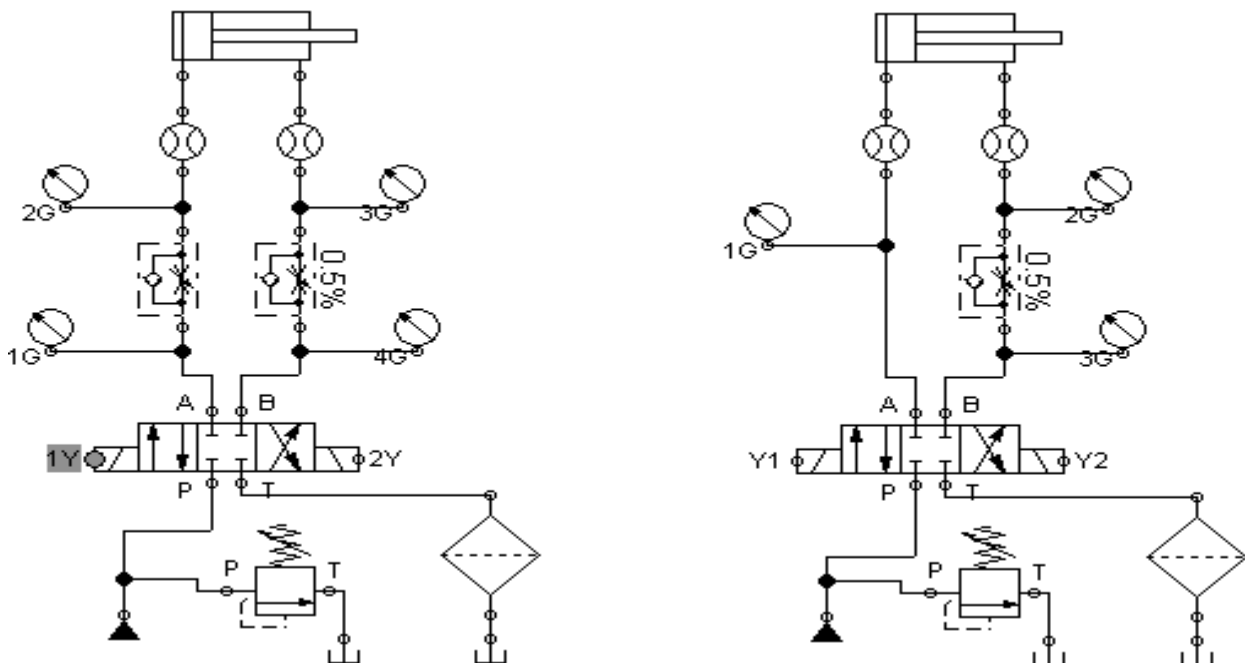
Faire relever et compléter le tableau :

Appareil de mesure	Y1 pilotée	Au repos	Y2 pilotée
1G / 2G			
2G / 3G			
1Q / 2Q			

A l'aide de votre relevé, établir la conclusion

IV.5.2. Régulation de vitesse sur l'échappement du vérin

Le régulateur de vitesse est placé de telle manière que le clapet anti-retour bloque l'échappement de fluide du le vérin.



Vitesse réglable par limitation de l'échappement. En laissant libre le débit d'alimentation et en limitant l'échappement.

Faire relever et compléter le tableau

Appareil de mesure	Y1 pilotée	Au repos	Y2 pilotée
1G / 2G			
2G / 3G			
1Q / 2Q			

A l'aide de votre relevé, établir la conclusion

TP N°04: Essai d'une Machine à Fluide Compressible

Semestre: 1

Unité d'enseignement: UEM 1.1

Matière 1: TP Machines Hydrauliques et Pneumatiques

VHS: 15h00 (TP: 1h00)

Crédits: 1

Coefficient: 1

Objectifs de l'enseignement

L'objectif est de développer chez l'étudiant les moyens qui lui permettront d'analyser les circuits hydrauliques et pneumatiques.

Connaissances préalables recommandées

Thermodynamique et MDF.

Contenu de la matière

TP 1 : Etude d'un venturi ;

TP 2 : Essai d'une pompe centrifuge et phénomène de Cavitation ;

TP 3 : Turbines hydraulique ;

TP 4 : Essai d'une machine à fluide compressible.

Mode d'évaluation

Contrôle continu: 100 %.

Références bibliographiques

Notes de cours et Brochures du laboratoire.